

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

## **Teleskopická vidlice**

Telescopic forks

Student:

Bc. Petr Cigán

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph. D.

Ostrava 2020

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Cigán**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Teleskopická vidlice**  
**Telescopic forks**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete teleskopickou vidlici s následujícími parametry:

1. Nosnost 1000 kg.
2. Vysunutí 1400 mm.
3. Maximální délka v zasunutém stavu 1400 mm.
4. Rychlost vysouvání 0,2 m/s.
5. Rozteč vidlic 370 mm.

Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres teleskopické vidlice a výrobní výkresy vedoucím práce určených dílů.

### Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.  
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.  
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3  
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X  
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8  
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1  
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.  
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8  
*Katalogy ložisek*  
*Firemní literatura*

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.  
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: ..... 16.5.2020 .....

.....  
Podpis studenta

## Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona § č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....  
16.5.2020

.....  
Podpis

Petr Cigán

Bohuslavice, Opavská 306, 747 19

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za odborné vedení, připomínky a cenné rady při konzultacích.

## Anotace

CIGÁN, P. *Teleskopická vidlice: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2020, 70 s. Vedoucí práce Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem manipulačního zařízení sestaveného ze dvou teleskopických vidlic s nosností 1 000 kg. Práce úvodem obsahuje rešerši problematiky daného tématu, schematický návrh s podrobným popisem principu práce a rozdělení působení sil. Délka dosahu manipulace vidlic je v rozmezí 1 400 mm v zasunutém stavu a až 2 800 mm v maximálním vysunutí, kdy jednotlivá ramena se při vysouvání odvalují po vodících kladkách. Rychlost vysouvání 0,2 m/s je rozdělena mezi dva stupně vysunutí, přičemž každý stupeň má rychlost 0,1 m/s. Pro vysunutí dvou teleskopických vidlic s roztečí 370 mm je použitý elektromotor s kuželovou převodovkou pro rozdělení krouticího momentu. Pro přenos krouticího momentu jsou voleny válečkové řetězy dle velikosti potřebné síly k vysunutí vůči odporu pojezdových kladek. Diplomová práce obsahuje návrhové výpočty jednotlivých konstrukčních prvků, které jsou poté zkontrolovány. Konečným krokem je provedení pevnostní kontroly teleskopické vidlice metodou MKP.

## Annotation

CIGÁN, P. *Teleskopical forks: Diploma thesis*. Ostrava: VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2020, 70 p. Supervisor: Havlík, J.

The diploma thesis deals with the structural design of a handling device composed of two telescopic forks with a load capacity of 1,000 kg. The thesis starts with a research on the topic, introducing a schematic design with a detailed description of the work principle and the force distribution. The length of the fork handling range is from 1,400 mm in the retracted state to 2,800 mm in the maximum extension when individual arms roll on the guide rollers during extension. The extension speed of 0.2 m/s is divided between two extension levels, each level having a speed of 0.1 m/s. An electric motor with a bevel gearbox for torque distribution is used to extend the two telescopic forks with a spacing of 370 mm. To transmit the torque, the roller chains are selected according to the magnitude of the force required to extend against the resistance of the travel rollers. The diploma thesis includes design calculations of individual structural elements which are then checked. The final step is to strength check of the telescopic fork by FEM method.

## Obsah

Seznam použitých značek a zkratk .....	9
Úvod .....	13
Cíl práce.....	13
1. Teleskopické vidlice a současná situace na trhu .....	14
1.1. Rozdělení .....	15
1.1.1. Počet ramen vysunutí .....	16
1.1.2. Nosnost a velikost teleskopické vidlice.....	17
1.1.3. Pohyb.....	18
2. Schéma a princip .....	20
3. Návrh konstrukčního řešení a popis jednotlivých prvků.....	22
3.1. Vodicí kladka .....	23
3.2. Válečkový řetěz .....	24
3.3. Pohon .....	25
3.3.1. Elektrický pohon .....	26
3.3.2. Hydraulický pohon .....	27
4. Výpočet reakcí na kladky .....	28
4.1. Nosník 3 (horní lyžina) .....	29
4.2. Nosník 2 (střední vedení).....	30
5. Kladky .....	31
5.1. Volba kladky .....	31
5.1.1. Zatížení jedné kladky.....	31
5.1.2. Statická kontrola .....	32
5.2. Odpor kladek proti pohybu .....	34
5.2.1. Součet sil působících na kladky .....	34
5.2.2. Odpor kladek .....	35
6. Řetěz.....	36
6.1. Hnací řetěz .....	36
6.1.1. Síla potřebná k vysunutí vycházející z odporu kladek jedné vidlice.....	36
6.1.2. Výkon přenášený hnacím řetězem.....	37
6.1.3. Návrh řetězu .....	37
6.1.4. Pevnostní kontrola řetězu .....	38
6.2. Výsuvný řetěz horní lyžiny .....	40
6.2.1. Síla potřebná k vysunutí vycházející z odporu kladek jedné vidlice.....	40
6.2.2. Výkon přenášený výsuvným řetězem.....	40
6.2.3. Návrh řetězu .....	41

6.2.4.	Pevnostní kontrola .....	42
7.	Pohon.....	43
7.1.	Návrh pohonu a převodovky.....	43
7.1.1.	Potřebný výkon respektující účinnosti mechanismu .....	43
7.1.2.	Potřebné výstupní otáčky .....	44
7.1.3.	Předběžný potřebný převod .....	44
7.1.4.	Potřebný krouticí moment na výstupu z převodovky .....	44
7.1.5.	Teoretický maximální výstupní moment převodovky při záběrovém momentu zvoleného elektromotoru.....	45
7.1.6.	Tabulkový krouticí moment na výstupu .....	46
7.2.	Kontrola pohonu .....	48
7.2.1.	Momentová přetížitelnost .....	48
7.2.2.	Střední spouštěcí moment motoru .....	48
7.2.3.	Výkon motoru při rozjíždění .....	49
7.2.4.	Doba rozběhu motoru .....	50
7.2.5.	Brzdění při pojíždění .....	50
7.2.6.	Maximální doba brzdění (bez použití brzdy) .....	51
7.2.7.	Doba brzdění s brzdou s brzdým momentem $M_u = 5 \text{ Nm}$ .....	51
7.2.8.	Maximální vzdálenost dojezdu (bez použití brzdy) .....	51
7.2.9.	Kontrola brzdného momentu .....	52
7.3.	Volba spojovací hřídele .....	52
8.	Kontrola bezpečnosti.....	54
8.1.	Kontrola šroubů unášecích kazet .....	54
8.1.1.	Unášecí kazeta válečkového řetězu 10B-1 .....	55
8.1.2.	Unášecí kazeta válečkového řetězu 06B-1 .....	56
8.2.	Kontrola hřídele .....	57
8.2.1.	Statická bezpečnost.....	59
8.2.2.	Dynamická bezpečnost .....	61
9.	Kontrola ložisek .....	64
10.	Analýza MKP .....	66
11.	Závěr.....	69
12.	Použitá literatura.....	70
13.	Přílohy .....	72



## Seznam použitých značek a zkratek

$a_{hl}$	Výpočtový rozměr horní lyžiny	[mm]
$a_{hř}$	Výpočtový rozměr hřídele	[mm]
$a_{sv}$	Výpočtový rozměr středního vedení	[mm]
$b$	Šířka pera	[mm]
$b_{hl}$	Výpočtový rozměr horní lyžiny	[mm]
$b_{sv}$	Výpočtový rozměr středního vedení	[mm]
$b_2$	Šířka čepu článku řetězu	[mm]
$c_{hl}$	Výpočtový rozměr horní lyžiny	[mm]
$c_{sv}$	Výpočtový rozměr středního vedení	[mm]
$d$	Průměr čepu vodící kladky	[mm]
$d_p$	Průměr kontrolovaného průřezu hřídele	[mm]
$d_2$	Střední průměr závitu	[mm]
$d_{2,B}$	Průměr čepu článku řetězu	[mm]
$d_3$	Malý průměr závitu	[mm]
$e$	Součinitel valivého tření	[-]
$f$	Součinitel smykového tření	[-]
$f_{\xi}$	Součinitel čepového tření	[-]
$g$	Gravitační (tíhové) zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$h$	Průhyb řetězu	[mm]
$i$	Předběžný potřebný převodový poměr	[-]
$i_{př}$	Převodový poměr převodovky	[-]
$k$	Bezpečnost proti prokluzu spojovaných součástí	[-]
$k_{Dř}$	Dynamická bezpečnost řetězu	[-]
$k_{d\sigma}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[-]
$k_{s\tau}$	Součinitel statické bezpečnosti ve smyku	[-]
$k_{hř}$	Součinitel bezpečnosti hřídele	[-]
$k_{Sš}$	Součinitel bezpečnosti šroubu	[-]
$k_{St}$	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
$k_{Sř}$	Statická bezpečnost řetězu	[-]
$k_v$	Výsledná bezpečnost průřezu	[-]
$m_B$	Hmotnost 1m řetězu	[kg]
$m_{hř}$	Hmotnost hřídele	[kg]
$m_3$	Hmotnost horní lyžiny	[kg]
$m_2$	Hmotnost středního vedení	[kg]

$n$	Počet šroubů	[-]
$n_k$	Otáčky řetězového kola pro řetěz	$[\text{min}^{-1}]$
$n_m$	Jmenovité otáčky motoru	$[\text{min}^{-1}]$
$n_p$	Potřebné výstupní otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
$p_{\text{dov}}$	Dovolený tlak v kloubu řetězu	[MPa]
$p$	Měrný tlak v kloubu řetězu	[MPa]
$r$	Poloměr zaoblení	[mm]
$r_{\check{c}}$	Poloměr čepu vodící kladky	[mm]
$s$	Délka dráhy dojezdu vidlic	[mm]
$t$	Výška pera	[mm]
$t_a$	Doba rozběhu	[s]
$t_b$	Doba brzdění s použitím brzdy	[s]
$t_{\text{max}}$	Maximální doba brzdění	[s]
$t$	Rozteč řetězu	[mm]
$v_1$	Rychlost vysouvání středního vedení	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
$v_2$	Rychlost vysouvání horní lyžiny (požadovaná rychlost)	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
$z$	Počet zubů řetězového kola	[-]
$A$	Osová vzdálenost řetězových kol	[m]
$B$	Délka vodící kladky	[mm]
$C$	Šířka vodící kladky	[mm]
$C'$	Základní dynamická únosnost	[kN]
$C_o$	Základní statické zatížení	[kN]
$D$	Průměr vodící kladky	[mm]
$D_B$	Roztečný průměr řetězového kola	[mm]
$F_{cB}$	Tahová složka odstředivé síly řetězu	[N]
$F_{mB}$	Tahová složka řetězu	[N]
$F_o$	Osová síla šroubu	[N]
$F_{oB}$	Síla od obvodové rychlosti řetězu	[N]
$F_{or}$	Maximální statické zatížení	[kN]
$F_{ok}$	Odpor kladek proti pohybu	[N]
$F_{ps}$	Působící síly od posuvných hmot	[N]
$F_r$	Maximální statické zatížení	[kN]
$F_1$	Síla k vysunutí/zasunutí vidlice	[N]
$F_2$	Síla působící proti vysunutí/zasunutí vidlice	[N]
$F_3$	Síla působící proti vysunutí/zasunutí vidlice	[N]
$F$	Síla v tažné větvi řetězu	[N]

$I_{pm}$	Moment setrvačnosti převodového motoru	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
$I_{red}$	Redukovaný moment setrvačnosti	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
$K$	Součinitel jednorázového přetížení	$[-]$
$L_{hř}$	Délkový rozměr hřídele	$[\text{mm}]$
$L_{hř}/2$	Délkový rozměr hřídele	$[\text{mm}]$
$L_2$	Délkový rozměr středního vedení	$[\text{mm}]$
$L_2/2$	Délkový rozměr středního vedení	$[\text{mm}]$
$L_3$	Délkový rozměr horní lyžiny	$[\text{mm}]$
$L_3/2$	Délkový rozměr horní lyžiny	$[\text{mm}]$
$M_b$	Brzdny moment	$[\text{Nm}]$
$M_a/M_n$	Poměr záběrového a jmenovitého momentu	$[-]$
$M_k/M_n$	Poměr momentu zvratu a jmenovitého momentu	$[-]$
$M_k$	Potřebný výstupní krouticí moment	$[\text{Nm}]$
$M_k'$	Provozní krouticí moment	$[\text{Nm}]$
$M_{kmax}$	Maximální výstupní moment při záběrovém momentu	$[\text{Nm}]$
$M_n$	Jmenovitý krouticí moment	$[\text{Nm}]$
$M_O$	Ohybový moment	$[\text{Nm}]$
$M_{ps}$	Moment setrvačných posuvných hmot	$[\text{Nm}]$
$M_{rozj}$	Moment rozjezdu	$[\text{Nm}]$
$M_{rs}$	Moment setrvačných rotujících hmot	$[\text{Nm}]$
$M_{sp}$	Střední spouštěcí moment	$[\text{Nm}]$
$M_T$	Moment pasivních odporů	$[\text{Nm}]$
$M_u$	Moment brzdy	$[\text{Nm}]$
$P$	Potřebný výkon respektující účinnost mechanismu	$[\text{kW}]$
$P_h$	Stoupání závitu	$[\text{mm}]$
$P_m$	Výkon elektromotoru	$[\text{kW}]$
$P_D$	Výkon respektující podmínky řetězu	$[\text{kW}]$
$P_{hř}$	Výkon přenášený hnacím řetězem	$[\text{kW}]$
$P_{vř}$	Výkon přenášený výsuvným řetězem	$[\text{kW}]$
$Q$	Zatížení/nosnost	$[\text{kg}]$
$R_c$	Součet všech působících reakcí	$[\text{N}]$
$R_e$	Mez kluzu	$[\text{MPa}]$
$R_m$	Mez pevnosti	$[\text{MPa}]$
$R_k$	Poloměr kola vodící kladky	$[\text{mm}]$
$R_{zlk}$	Zatížení jedné kladky	$[\text{N}]$
$R_l$	Reakce působení zatížení v bodě 1	$[\text{N}]$

$R_2$	Reakce působení zatížení v bodě 2	[N]
$R_3$	Reakce působení zatížení v bodě 3	[N]
$R_4$	Reakce působení zatížení v bodě 4	[N]
$S_m$	Provozní součinitel	[-]
$S_O$	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
$W_O$	Modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha'$	Součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmot	[-]
$\alpha''$	Součinitel vyjadřující vliv rotujících hmot	[-]
$\alpha_\sigma$	Součinitel vrubu	[-]
$\alpha_\tau$	Součinitel vrubu	[-]
$\beta$	Vrubový součinitel	[-]
$\gamma$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\varepsilon_v$	Součinitel velikosti průřezu	[-]
$\eta_{br}$	Účinnost brzdy	[-]
$\eta_c$	Celková účinnost mechanismu	[-]
$\eta_{ř}$	Účinnost řetězového převodu	[-]
$\eta_p$	Součinitel jakosti povrchu	[-]
$\eta_{př}$	Účinnost převodovky	[-]
$\eta_l$	Účinnost ložisek	[-]
$\xi$	Poměr momentové přetížitelnosti	[-]
$\rho$	Poloměr vrubu v průřezu	[mm]
$\sigma_{co}$	Mez únavy	[MPa]
$\sigma_{Co}^*$	Mez únavy skutečné součásti	[MPa]
$\sigma_O$	Ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_t$	Tahové napětí	[MPa]
$\tau$	Smykové napětí	[MPa]
$\varphi'$	Redukovaný třecí úhel	[°]
$\sqrt{A}$	Neuberova konstanta vrubové citlivosti	[-]

## Úvod

Pod pojmem teleskopické vidlice si mnozí vybavují vidlici u horského kola s možností vysouvání nebo také u motocyklů. Ovšem toto téma je zaměřeno na teleskopické vidlice v oblasti stohování. Usnadnění uskladnění pomocí automatického systému řízený dálkově a tedy bez zásahu obsluhy, tudíž se nejedná o vysokozdvizné vozíky.

Diplomová práce je úvodem zaměřena na řešení problematiky tématu a průzkum současné situace na trhu. Další částí je návrh konstrukce a popis jednotlivých prvků mechanismu a výběr nejvhodnějšího provedení. Následuje rozbor sil působících na jednotlivé členy mechanismu a princip fungování. Ve výpočetní části práce obsahuje výpočet reakcí od zatížení břemenem a následné odpory vodících kladek při pojezdu. Dále obsahuje návrhový výpočet válečkového řetězu, jak pro hnací část ve spodním uchycení rámu, tak i pro výsuvný řetěz horní lyžiny. Výpočet také obsahuje výpočet a návrh převodového motoru a jeho následná kontrola proti momentové přetížitelnosti. Poslední částí výpočtů je kontrola funkčních dílů, jako jsou šrouby a hřídele. Závěr práce je zaměřen na kontrolu teleskopických vidlic pomocí MKP a vyhodnocení dosažených výsledků.

## Cíl práce

Cílem této práce je navržení teleskopické vidlice, která bude mít nosnost 1 000 kg. Rychlost vysouvání vidlic je 0,2 m/s do délky vysunutí 1 400 mm při rozteči vidlic 370 mm. Dále maximální délka v zasunutém stavu je 1 400 mm. Výstupem této práce je funkční teleskopické zařízení.

## 1. Teleskopické vidlice a současná situace na trhu

Mechanismus teleskopických vidlic je principem podobný jako vidlice u vysokozdvížného vozíku, ovšem tento systém má možnost pracovat bez zásahu obsluhy a řízení mechanismu je prováděno dálkově. V určitých případech mechanismus pracuje pouze dle pokynů řídicí jednotky (PC).

Vidlice je složena z jednotlivých stupňů teleskopických ramen, které jsou postupně vysouvány. Každé rameno vysunutí navyšuje celkovou výšku a váhu mechanismu, ale umožňuje větší dosah vidlice a tedy vzdálenější manipulaci s předmětem. Provedení principu vysouvání ramen mají jednotlivé firmy různé. U provedení firmy Eurofork je vysouvání umožněno pomocí ozubených kol a pastorků nebo také díky odvalování válečkového řetězu po hřebenu. Vysunutí umožňuje také soustava řetězů a ozubených řemenů např. u provedení firmy Winkel.



*Obr. 1.1 - Teleskopické vidlice TYP 2 TZ firmy WINKEL [2]*

Teleskopické vidlice jsou navrženy pro nepřetržitý provoz a pro různá zatížení. Speciální vidlice umožňují změny vzdálenosti rozteče nebo také zablokování jednoho stupně pro menší vysunutí ramene a zajištění větší tuhosti mechanismu.

Výhoda přemístění předmětu je velmi často využívána ve výrobních linkách, kdy je předmět přesouván z jedné výrobní linky na druhou a přitom předmět má velkou hmotnost i rozměry a přesun pomocí jeřábů by zpomalil výrobu.

Nevýhoda tohoto prvku je pevné uchycení. Při nutnosti zvětšení nebo zmenšení rozteče vidlic, které nemají tuto schopnost provádět automaticky pohonem, je potřeba pracovníka, který činnost vykoná.



*Obr. 1.2 - Teleskopická vidlice ZEUS 165 firmy LHD [3]*

## **1.1. Rozdělení**

Na současném trhu se vyskytují různé druhy a provedení, jak již bylo zmíněno. Pro výběr požadovaného prvku jsou uvažována určitá kritéria. Tato kritéria blíže specifikují vlastnosti vidlice a umožní lepší výběr teleskopické vidlice pro daný typ provozu.

- **Počet ramen vysunutí**
- **Nosnost**
- **Velikost**
- **Pohyb**

### 1.1.1. Počet ramen vysunutí

Počet ramen teleskopické vidlice vychází z požadované vzdálenosti dosahu manipulace ramene a délky jednotlivých ramen. Obvykle jsou ramena stejně dlouhá a mají délku ramene rovnu délce mechanismu v zasunutém stavu. V některých případech je horní dosedací plocha kratší.

#### Single deep

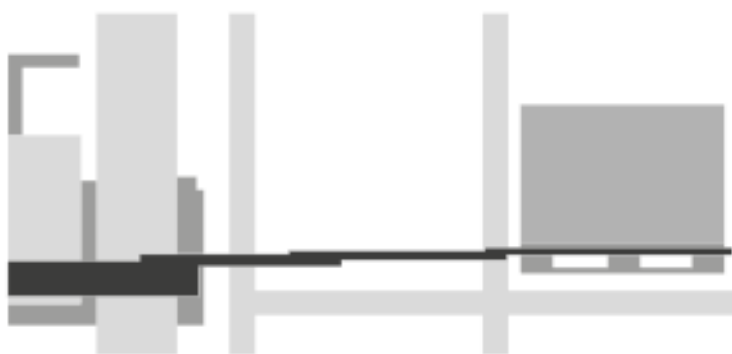
Provedení je nejpoužívanější v automatickém průmyslu při manipulaci s předměty. Tento typ má pevné tělo a dvě teleskopické ramena, kde střední část provádí jen práci vedení ramen a horní část manipuluje s břemeny. [1]



Obr. 1.3 – Vzhled vysunutí Single deep firmy Eurofork [1]

#### Double deep

Tento typ obsahuje přídatný prodlužovací list, který umožňuje pohybovat předmětem na další teleskopické úrovni. U této verze je možnost provedení s jedním převodovým motorem, který pohybuje současně všemi teleskopickými prvky nebo s dvěma převodovými motory, které pohybují dvěma nebo třemi rameny. [1]



Obr. 1.4 – Vzhled vysunutí Double deep firmy Eurofork [1]



## **Triple deep**

Jedná se o největší provedení na trhu, kdy vidlice dosahuje maximální délky pomocí čtyř výsuvných ramen. Provedení je ideální pro oboustrannou práci. [1]



*Obr. 1.5 – Vzhled vysunutí Triple deep firmy Eurofork [1]*

### **1.1.2. Nosnost a velikost teleskopické vidlice**

Kategorie, která hraje velkou roli při výběru vidlice. Nosnost vidlice je kritérium, které je závislé na dalších vlastnostech. Ovlivňujícím prvkem je hlavně počet ramen vysunutí, tedy vzdálenost, na které se bude s předmětem manipulovat a velikost ramen ovlivňující tuhost. Čím větší nosnost, tím větší konstrukce pro větší stabilitu a tuhost.

Nosnost vidlic je vyráběna ve velkém rozmezí 0,1 až 10 tun. Pro tuto vlastnost je možnost využití vidlice ve všech odvětvích automatických výrobních linek. [2]



*Obr. 1.6 – Zesílená verze teleskopické vidlice firmy Winkel [2]*

Velikost je podobným kritériem jako nosnost. Záleží na dalších požadavcích na vidlici např. nosnost, počet ramen nebo také prostor, kde bude mechanismus umístěn. Velikosti se pohybují nejčastěji v rozmezí 1 000 – 1 400 mm v zasunutém stavu. Velikost se také vztahuje pro uchycení motoru, který může být uchycen různými způsoby a tím ovlivňovat velikost stroje (Obr. 1.7).



*Obr. 1.7 – Teleskopická vidlice firmy Winkel s nízkým uchycením motoru [2]*

### **1.1.3. Pohyb**

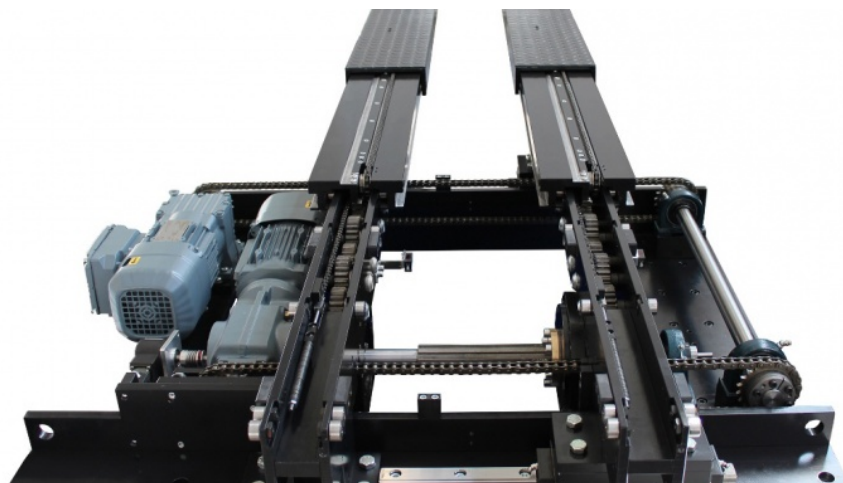
Pohyb je vlastnost, která se nevztahuje jen na vysunutí ramen na jednu či druhou stranu. Jedná se také o posun celého teleskopického mechanismu dvou ramen s motorem po celkové konstrukci úložného zařízení nebo jen o změnu rozteče vidlic nebo také o otočení zařízení teleskopických vidlic.

#### **Pohyb vysunutí ramen**

Možnost pohybu vysunutí ramen je myšleno pohyb ramen do obou stran nebo pouze na jednu stranu, kdy na jednu stranu pohyb omezuje konstrukce nebo není v provozu potřebný.

### Pohyb teleskopických vidlic

Pohyb teleskopických vidlic jako celku je prováděn dalším motorem. Pohyb provádí vidlice kolmo vzhledem k vysouvání a mění se rozteč mezi rameny. Změna rozteče lze provést více způsoby např. pomocí řetězů nebo odvalování kol po hřebenu.



*Obr. 1.8 – Změna rozteče vidlic pomocí řetězu firmy Eurofork [1]*

### Pohyb celého mechanismu

U některých procesů je nutné přemístění celého mechanismu, při zachování rozměru rozteče vidlic. Pohyb je prováděn motorem nejčastěji s ozubeným kolem odvalujícím se po hřebenu.

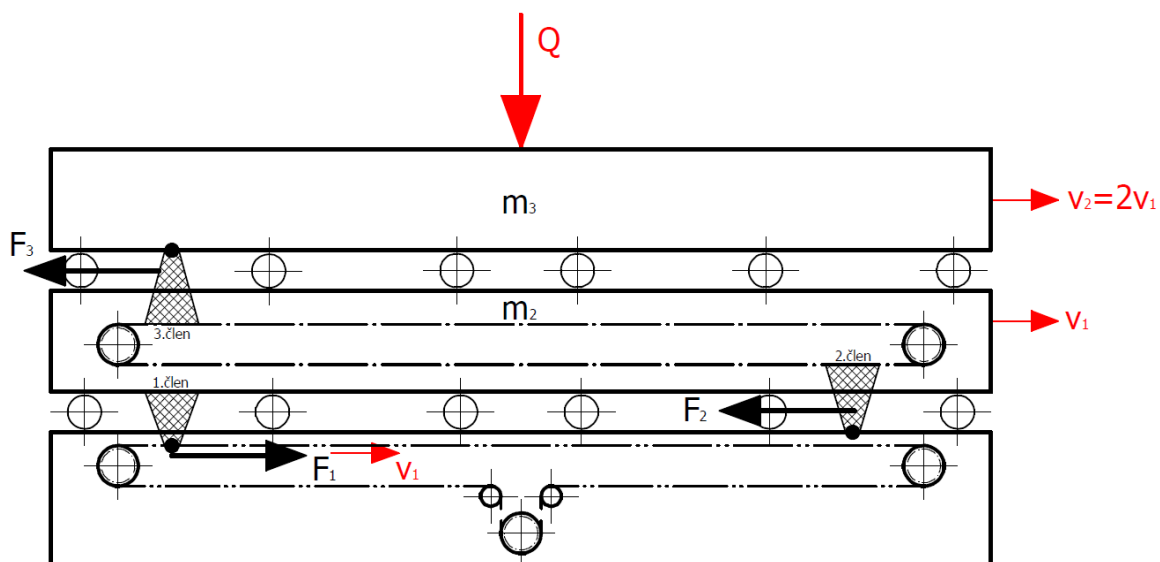
Dalším speciálním pohybem je rotace mechanismu kolem své osy. Teleskopickým vidlicím je umožněno pracovat s předměty v okruhu 360°. Tento pohyb je umožněn také pomocí ozubeného kola odvalujícího se po věnci.



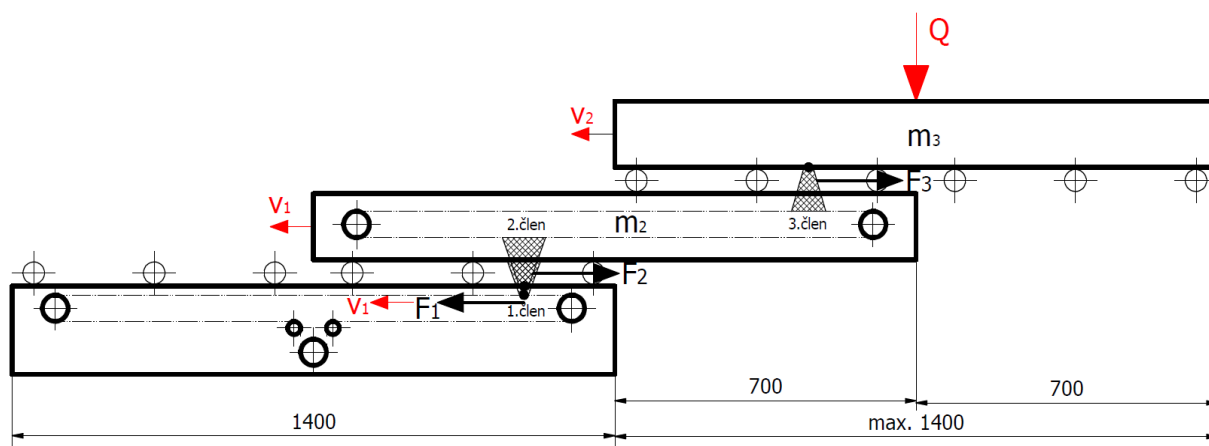
*Obr. 1.9 – Rotační a posuvný pohyb mechanismu firmy AFB-GmbH [23]*

## 2. Schéma a princip

Zjednodušený návrh (Obr. 2.1 a Obr. 2.2) je založený na soustavě výsuvných ramen, uložených na vodících kladkách. Tato soustava je poháněna motorem a válečkovými řetězy, které přenášejí kinematické síly. Propojení jednotlivých stupňů je provedeno pomocí tří členů.



Obr. 2.1 – Zasunutý stav (zavedení sil při vysouvání ramen)



Obr. 2.2 – Vysunutý stav (zavedení sil při zasouvání ramen)

Princip mechanismu je takový, že motor spojený s hnaným řetězovým kolem vyvine rotační pohyb a tím vyvine sílu  $F_1$ . Pomocí řetězu je přenesen rotační pohyb na 1. člen, který je pevně připojený k druhému stupni a také k tomuto řetězu. První člen získá translační pohyb vzhledem ke spodnímu rámu. Nyní je rychlost vysouvání vidlic roven rychlosti řetězu. Stejným způsobem je provedeno spojení mezi druhým a třetím stupněm, kdy je 3. člen připevněn k hornímu řetězu a k druhému stupni. Po propojení těchto členů je pohyb druhého a třetího stupně souměrný, jelikož druhý řetěz nemá rotační pohyb. Pro zajištění rotačního pohybu řetězu a translačního posuvu třetího stupně vůči druhému je zaveden 2. člen, který je připevněný k druhému řetězu a spodnímu nepohyblivému rámu a je tedy nepohyblivý. Třetí stupeň má v konečné fázi návrhu dvojnásobnou (požadovanou) rychlost vysouvání vůči střednímu stupni.

U následného návrhu je uvažováno zapojení dvou takovýchto teleskopických vidlic pro lepší stabilitu manipulačního břemene, kdy těžiště je ve středu vidlic. Při provedení jedné velké plošiny je nevýhodou velký rozměr manipulační plochy a možnost sklouznutí břemene.

### Popis sil

$Q = 1000 \text{ kg}$	Nosnost vidlic (tíha břemene)
$m_3 = 50 \text{ kg}$	Hmotnost celku horní lyžiny (3. stupně)
$m_2 = 55 \text{ kg}$	Hmotnost celku středního vedení (2. stupně)
$v_1 = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	Rychlost vysouvání středního vedení
$v_2 = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	Rychlost vysouvání horní lyžiny (požadovaná rychlost)

### Působící síly

$$F_1 = F_2 + F_3 \text{ [N]} \quad (2.1)$$

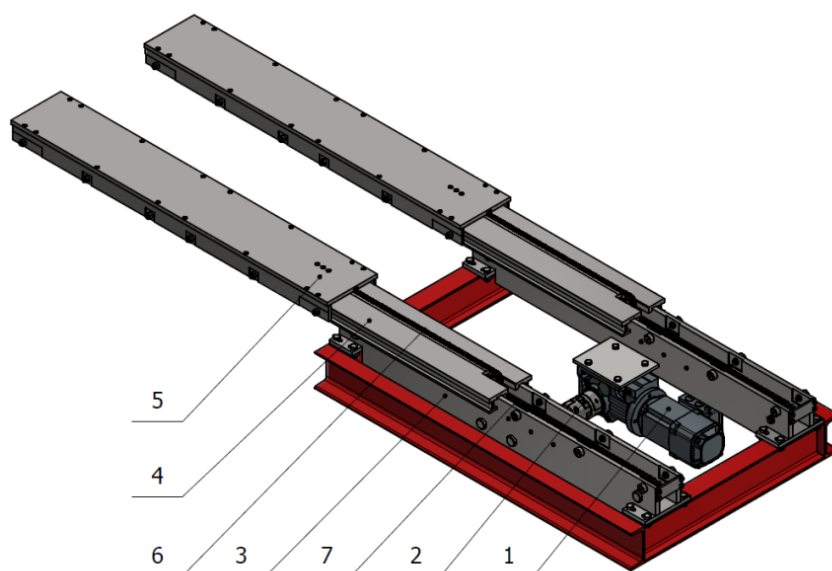
$$F_2 = F_3 \text{ [N]}$$

$$v_2 = 2 \cdot v_1 = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.2)$$

### 3. Návrh konstrukčního řešení a popis jednotlivých prvků

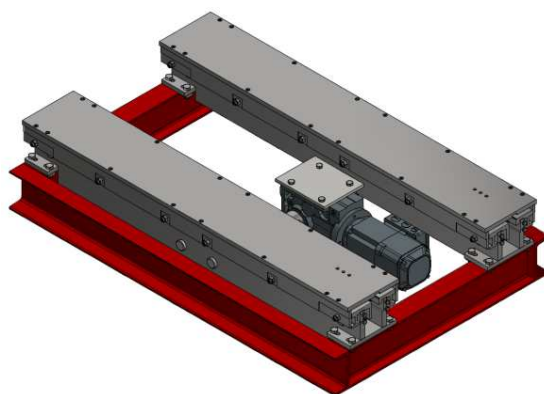
Návrh konstrukčního řešení je založen na splnění zadaných požadavků. Hlavními konstrukčními kritérii jsou délka vysunutí vidlic, nosnost a délka mechanismu. Z těchto požadavků plyne úvaha více stupňů ramen. Z důvodu dvojnásobné délky maximálního vysunutí vůči samotné délce mechanismu je nutné vložení středního členu, který spojí tyto dvě ramena při maximálním vysunutí. Jelikož zde není omezení výšky teleskopu, jsou stupně vysunutí řazeny nad sebou.

Celkový teleskopický mechanismus je složen z převodového motoru, který na pravé straně pohání válečkový řetěz přímo a na levé straně je poháněn hřídelí spojenou s motorem přes pružnou spojku.



Obr. 3.1 – Vysunutý stav - celková délka 2800 mm

(1 - Převodový motor, 2 - Spojovací hřídel s pružnou spojkou, 3 - Spodní rám, 4 - Střední vedení, 5 - Horní výsuvná lyžina, 6 - Řetěz 06B - 1, 7 - Řetěz 10B - 1)

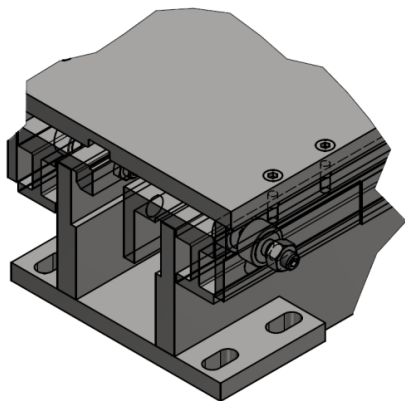


Obr. 3.2 - Zasunutý stav - 1400 mm

### 3.1. Vodící kladka

Nedílnou součástí teleskopických vidlic je prvek umožňující pohyb a vedení vidlic. Tuto vlastnost mechanismu zajišťuje vodící kladka, která je vedena ve středním vedení. Po dobu zatížení vidlic musí vodící kladky odolat radiálním silám od zatížení vyvozeného břemenem. Při vysunutí je zatížení větší, jelikož jsou síly rozkládány mezi menší počet vodících kladek a tíha působí na větším rameni.

Pro konstrukci je možnost volby kombinované vodící kladky nebo opěrná kladka. Kombinovaná kladka řeší problém strojů s přenosem vertikálních i horizontálních pohybů. Opěrná vodící kladka snáší pouze zatížení v radiálním směru a je tedy vhodnou volbou pro tuto konstrukci.



Obr. 3.3 – Vedení kladek v teleskopické vidlici

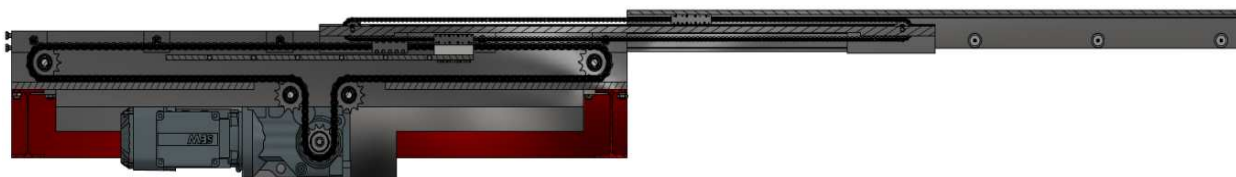
Opěrná vodící kladka je vnitřní konstrukcí velmi podobná jehlovému nebo válečkovému ložisku. Tento typ kladky je vhodné použít pro všechny typy válečkových pohonů, kolejí a dopravníkových systémů. Vnější prstenec kladky, po kterém se odvaluje, je silnostěnný, snáší rázová zatížení a snižuje deformace a hlučnost. Středem kladky je veden čep se závitem, který nahrazuje vnitřní kroužek. Čep je po dotažení matice přitlačený na přírubový kroužek a drží celou konstrukci. [16]



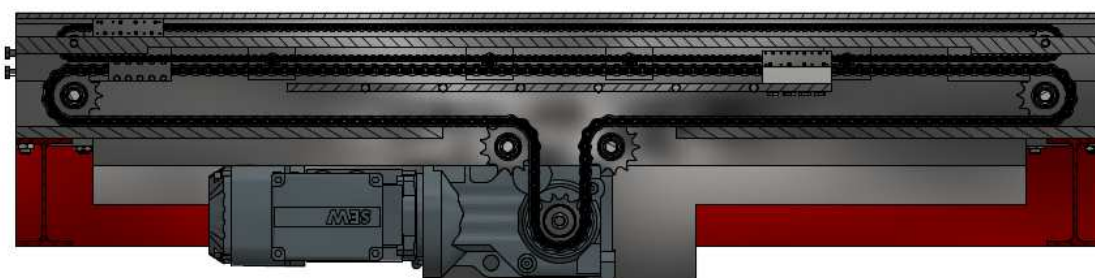
Obr. 3.4 – Opěrná vodící kladka [16]

### 3.2. Válečkový řetěz

Řetěz je v konstrukci zakomponovaný z důvodu přenosu sil k vysunutí ramen. V některých provedeních je místo řetězu použitý ozubený řemen. [15] Ozubený řemen ovšem nedokáže přenést velké síly a dochází k jeho protažení. Proto je pro konstrukci volen válečkový řetěz, u kterého nedochází k prokluzu a ztráty výkonu. [5]



*Obr. 3.5 – Vedení válečkového řetězu mechanismem při vysunutém stavu*



*Obr. 3.6 – Vedení válečkového řetězu mechanismem při zasunutém stavu*

Hnací válečkový řetěz je vedený od motoru přes řetězová kola k unášecí kazetě, kde je připevněn k tomuto tzv. 1. členu a přenáší sílu  $F_1$  (Obr. 2.1) potřebnou k vysunutí prvního stupně. Druhý řetěz je menší jelikož přenáší poloviční zatížení a umožňuje vysunutí třetího stupně. Pohyb třetího stupně vůči druhému je zajištěn dvěma unášecími kazetami připevněnými k řetězu a každá k jinému rámu.



### **Při konstrukci řetězového převodu je nutné přihlížet k zásadám:**

- Řetěz převodu dostatečně dimenzovat
- Mazání převodu
- Dodržení zásady počtu zubů u malého a velkého řetězového kola
- Pokud je použito napínací kolo, je nutné použít kolo s lichým počtem zubů. Nejlepší vlastnosti vykazovala napínací řetězová kola se 13 zuby
- Dodržení rozměrů řetězových kol, zejména správné tvary zubů
- Tažnou větev řetězu je vhodnější volit nahoře
- K dosažení rovnoměrného opotřebení používat malé řetězové kolo s lichým počtem zubů. [15]



*Obr. 3.7 – Standardní válečkový řetěz [14]*

### **3.3. Pohon**

Pohonná jednotka je základním ústrojím teleskopické vidlice. Hlavní funkcí pohonu je přeměna energie na mechanickou práci.

Při volbě pohonu je nutné přihlížet k druhu stroje, způsobu a intenzitě práce a další řadě podmínek. Záleží také na účelu pohonu a přenosu pohybu s energií. Poháněcí ústrojí je dimenzováno dle nejvíce namáhaných součástí. Teleskopické vidlice jsou řazeny mezi manipulační zařízení a pro takové zařízení mohou být kladeny speciální požadavky, ohledně práce a chodu.

#### **Požadavky manipulačních pohonů:**

- Plynulý rozběh a brzdění
- Vysoká přesnost polohování
- Dostatečná polohová tuhost
- Minimální momentová setrvačnost a další [4]

Plynulý chod je vyžadován z více důvodů. Hlavním důvodem je bezpečnost držení manipulačního předmětu. Dalším důvodem je omezení kmitání, kdy je v koncovém vysunutí vidlice možnost velkého namáhání konstrukce a tedy větší opotřebení.

V případě polohování a tuhosti se jedná o důležitý parametr. Polohování je součástí přesnosti uložení manipulačního předmětu a tedy přesnosti ovládání motoru. Polohová tuhost souvisí s polohováním, ale tato vlastnost umožňuje zamezení pohybu mechanismu pomocí pohonu. [4]

### **Rozdělení pohonů vhodných pro teleskopické zařízení:**

- Elektrický pohon DC/AC
- Hydraulický pohon

#### **3.3.1. Elektrický pohon**

Elektrický pohon je nejpoužívanějším typem pohonu u dopravních a manipulačních zařízení. Vyznačují se pohotovostí, krátkodobou přetížitelností, vysokou účinností, regulací otáček a nízkou cenou. Tyto pohony jsou však omezeny přívodem elektrického proudu a nutností převodové skříně.

Elektrické pohony se dělí do mnoha skupin a podskupin. Pro zařízení teleskopických vidlic se používají elektrické motory střídavé AC a stejnosměrné DC. [10]



*Obr. 3.8 – Elektrický motor s kuželovou převodovkou firmy SEW Eurodrive [18]*

Pro zařízení, kde je potřeba změnit výstupní otáčky, krouticí moment a rozdělit výkon mezi dva členy a je vhodnou volbou kuželová či šneková převodovka. Převodovka má velkou účinnost a malé rozměry skříně. [18]

### 3.3.2. Hydraulický pohon

Hydraulické pohony jsou vhodnou volbou pro zařízení s vysokými výkony, většími silami a většími otáčkami. Hydraulický systém dokáže vyvinout velkou tlakovou sílu při zapojení hydraulických převodů. Velmi dobrou vlastností hydrauliky je přesnost zastavení v určité poloze a udržení této polohy, díky téměř nulovému stlačení kapaliny. [10]



*Obr. 3.9 – Hydraulický motor firmy Hydrolider [24]*

## 4. Výpočet reakcí na kladky

Teleskopické vidlice jsou pro výpočet nahrazeny soustavou tří nosníků (Obr. 4.1). Nosníky 2 a 3 jsou stupně vysunutí vidlice, kde nosník 2 je střední vedení a nosník 3 horní lyžina, na které bude ležet břemeno. Vzdálenosti nosníků a vodících kladek jsou voleny tak, aby odpovídaly vysunutí jednotlivých stupňů.

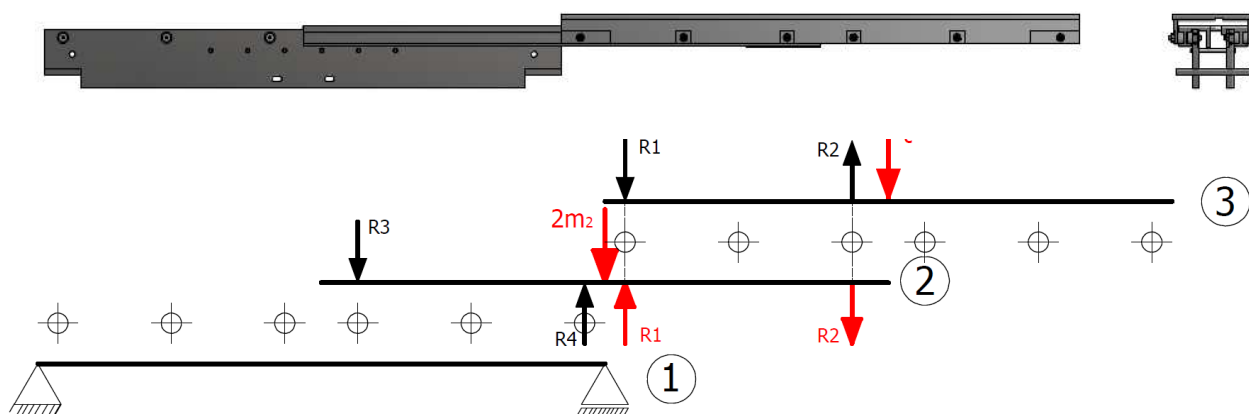
U výpočtu reakcí je počítán stav vysunutých vidlic. Při vysunutém stavu není břemeno opřeno o všechny kladky, jak je tomu při zasunutém stavu, ale jen o krajní dvojice a ty musí unést celou tíhu břemene i s vlastní hmotností vidlice. Při výpočtu reakcí při zasunutém stavu, dosahují reakce polovičních až čtvrtinových hodnot než při vysunutém stavu.

Výpočet je proveden pro celý mechanismus dvou teleskopických vidlic, a jsou tedy získány reakční síly působící na všechny kladky. Výpočet je proveden na krajní kladky, kde jsou největší působící reakce od zatížení břemene.

Při výpočtu je uvažována spodní část dokonale tuhá, jelikož je ukotvena, a proto je proveden výpočet pro nosník 2 a 3. Z důvodu, že je počítán celý mechanismus a ten obsahuje dvě teleskopické vidlice, musí se hmotnosti  $m_2$  a  $m_3$  jednotlivých částí vynásobit dvakrát.

Červeně značené jsou síly působící.

Černě značené jsou reakce počítané.



Obr. 4.1 – Soustava nosníků s reakcemi

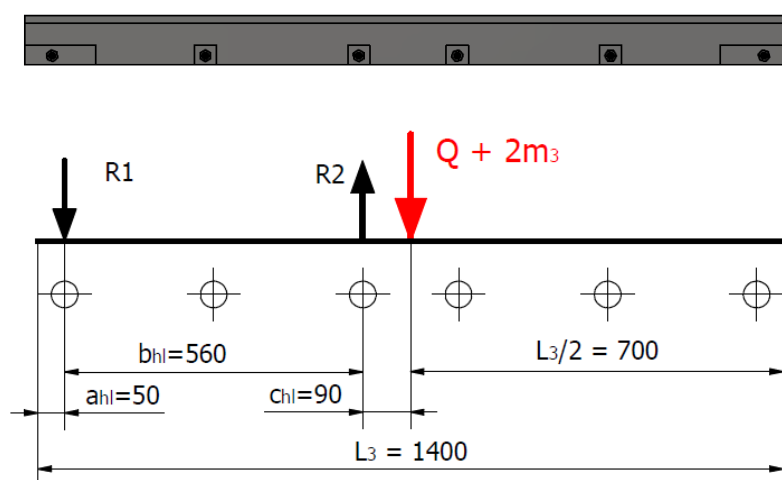
$$Q = 1\,000 \cdot 9,81 = 9\,810\, N \quad (4.1)$$

$$2m_3 = 2 \cdot 50 \cdot 9,81 = 981\, N \quad (4.2)$$

$$2m_2 = 2 \cdot 55 \cdot 9,81 = 1\,079,1\, N \quad (4.3)$$

### 4.1. Nosník 3 (horní lyžina)

Prvním členem, na který působí hmotnost břemene je horní lyžina, tedy nosník 3, proto je volen směr výpočtu reakcí od horní lyžiny ke spodní části uchycení. Při maximálním vysunutí je horní lyžina opřená jen o dvě kladky na každé straně a ty musí unést celou hmotnost břemen. Je uvažováno, že tyto reakce budou největší a dále podle nich budou voleny pojezdové kladky. Vzdálenosti jsou určeny dle zadaných hodnot a umístění kladek v rámu.



Obr. 4.2 – Nosník 3 (Horní lyžina)

$$\sum M_{iR2} = R_1 \cdot b_{hl} - (Q + 2m_3) \cdot c_{hl}$$

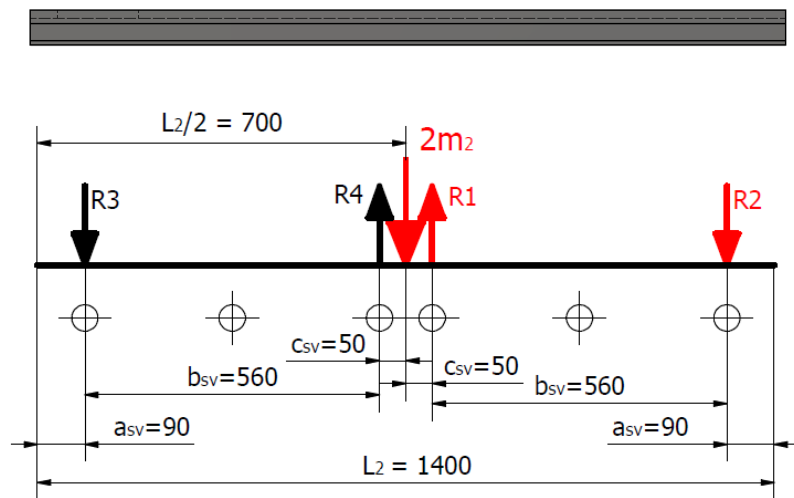
$$R_1 = \frac{(Q + 2m_3) \cdot c_{hl}}{b_{hl}} = \frac{(9\,810 + 981) \cdot 90}{560} = 1\,734,3 \text{ N} \quad (4.4)$$

$$\sum F_{iy} = -R_1 + R_2 - Q + 2m_3$$

$$R_2 = R_1 + Q + 2m_3 = 1\,734,3 + 9\,810 + 981 = 12\,525,3 \text{ N} \quad (4.5)$$

## 4.2. Nosník 2 (střední vedení)

U dalšího výpočtu jsou důležité reakce na kladky horní lyžiny, které přenáší síly od břemene na střední vedení (4.4) a (4.5). Vedení přenáší reakční síly a také je přidána vlastní hmotnost vedení  $m_2$ , která je taktéž násobena dvěma z důvodu dvou vidlic. Dle obr. 4.3 jsou na nosníku 2 určeny místa reakcí podle umístění kladek po vysunutí. Jelikož jsou kladky uchyceny ke spodnímu rámu a nikoli ke střednímu vedení, je problém s určením vzdáleností. Hodnoty vzdáleností jsou mezi vodícími kladkami totožné jako u horní lyžiny ovšem hodnoty od kraje vedení jsou odečteny z modelu při maximálním vysunutí.



Obr. 4.3 – Nosník 2 (střední vedení)

$$\begin{aligned} \sum M_{iR4} &= R_3 \cdot b_{sv} - 2m_2 \cdot c_{sv} + R_1 \cdot (c_{sv} + c_{sv}) - R_2 \cdot (b_{sv} + c_{sv} + c_{sv}) \\ R_3 &= \frac{R_2 \cdot (b_{sv} + c_{sv} + c_{sv}) - R_1 \cdot (c_{sv} + c_{sv}) + 2m_2 \cdot c_{sv}}{b_{sv}} \\ R_3 &= \frac{12\,525,3 \cdot (560 + 50 + 50) - 1\,734,3 \cdot (50 + 50) - 1\,079,1 \cdot 50}{560} \\ R_3 &= 14\,356 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{iy} &= -R_3 - 2m_2 + R_4 + R_1 - R_2 \\ R_4 &= R_3 + 2m_2 - R_1 + R_2 \\ R_4 &= 14\,356 + 1\,079,1 - 1\,734,3 + 12\,525,3 = 26\,226,1 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.7)$$

## 5. Kladky

Pro umožnění lineárního vysouvání pod zatížením  $Q$  jsou voleny vodící kladky. Kladky jsou pevně uchyceny ke spodnímu rámu a k horní lyžině po šesti na obou stranách daného prvku a vždy jsou vedeny ve středním vedení.

Při pojíždění středního vedení nebo horní lyžiny jsou díky kladkám počítány jen pasivní odpory vzniklé valivým třením a čepovým třením. [10]

### 5.1. Volba kladky

Odpor kladek proti pohybu nelze vypočítat bez rozměrů volené kladky. Nejprve je tedy volena kladka, která vydrží působení reakce pod zatížením.

#### 5.1.1. Zatížení jedné kladky

Jelikož jsou hodnoty reakcí vypočteny pro celý mechanismus dvou vidlic je nutno určit reakci na jednu kladku. Dané reakce jsou rozděleny mezi dvě vidlice, tedy poděleny dvěma a poté ještě rozděleny mezi dvě řady kladek. Z tohoto důvodu bude největší reakce podělena čtyřma, a tím určeno největší zatížení jedné kladky.

$$R_{z1k} = \frac{R_4}{4} = \frac{26\,226,1}{4} = 6\,556,5\,N \quad (5.1)$$

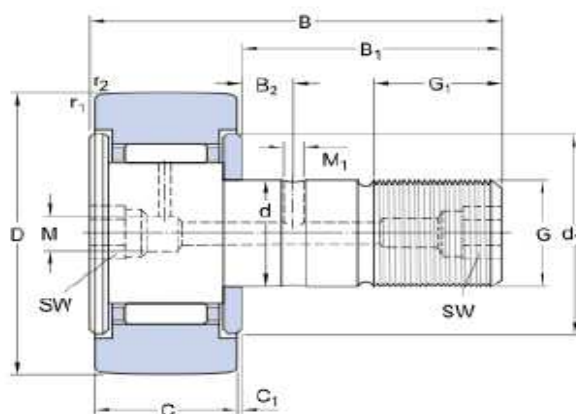
Dle tohoto výpočtu je zvolena kladka SKF KR 30



Obr. 5.1 – Volená kladka SKF [16]

Tab. 5.1 – Technická specifikace vodící kladky [16]

D	30 mm
d	12 mm
B	40 mm
C	14 mm
G	M12 x 1,5



Obr. 5.2 – Specifikace vodící kladky [16]

Tab. 5.2 – Výpočtová data vodící kladky [16]

Dynamická únosnost	C'	8,97 kN
Statická únosnost	C <sub>O</sub>	14,6 kN
Maximální dynamické zatížení	F <sub>Dr</sub>	11 kN
Maximální statické zatížení	F <sub>r</sub>	15,6 kN

### 5.1.2. Statická kontrola

Prováděna je kontrola pouze na statickou únosnost. Dynamické účinky nejsou příliš vysoké, a tedy má větší vliv statická kontrola, protože ložisko je nejvíce namáháno při vysunutém stavu, kdy na kladky působí maximální síly.

$$S_o = \frac{C_o}{F_r} = \frac{C_o}{R_{z1k}} = \frac{14,6}{6,5} = 2,25 \quad \rightarrow \quad \text{VYHOVUJE} \quad (5.2)$$



Bezpečnost  $S_o$  se u tohoto výpočtu neposuzuje jako součinitel bezpečnosti statického lomu v pevnostních výpočtech. Pevnost v lomu je totiž u správně zamontovaných ložisek asi osmkrát větší než základní statická únosnost  $C_o$ . Přípustná hodnota součinitele bezpečnosti  $S_o$  závisí na pohybu ložiska, způsobu zatížení, požadavku na chod ložiska. Nejmenší požadované hodnoty  $S_o$  jsou uvedeny v tab. 5.3. Jestliže vypočtená hodnota  $S_o$  je nižší, než hodnoty uváděné v tab. 5.3, je třeba zvolit ložisko s vyšší statickou únosností. [5]

Tab. 5.3 – Nejmenší požadované hodnoty bezpečnosti  $S_o$  [5]

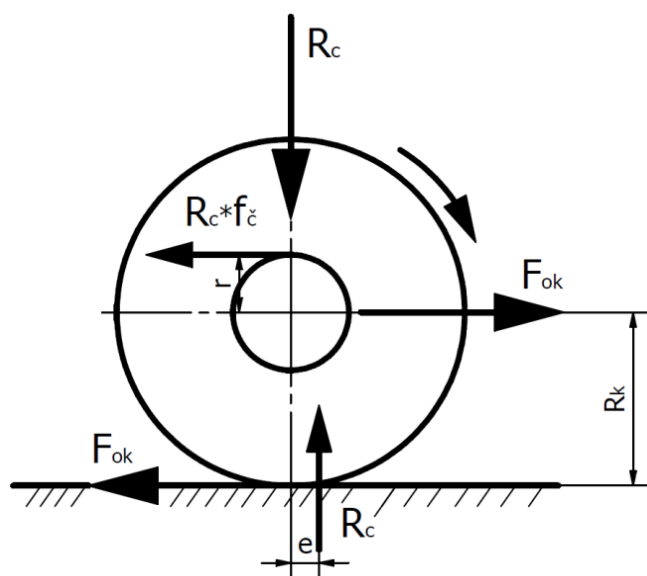
Pohybový stav	Způsob zatížení Chod ložiska	Bodový styk	Čárový styk
Pomalé otáčení	Velké rázové zatížení Zvýšené požadavky na klidný chod	2	4
	Normální provoz	1	2
	Klidný chod bez rázů	0,5	1
Kývání	Rychlé s malými úhly výkyvu Nerovnoměrné rázové zatížení	2	3,5
	Pomalé s velkými úhly výkyvu	1,5	2
	Pomalé s malými úhly výkyvu	0,2	1
Klid	Po velkém stacionárním zatížení s rázy následuje chod s menší dynamikou	1 – 1,5	2 – 3
	Po malém a normálním stacionárním zatížení následuje klidný chod bez rázů	0,4 - 1	0,8 – 2
Axiální soudečková ložiska pro všechny pohybové stavy a způsoby zatížení			4

Dle tab. 5.3 je volena nejmenší požadovaná hodnota bezpečnosti  $S_o$  v rozmezí 2 – 3 pro ložisko s čárovým stykem, které má klidný chod s velkým stacionárním zatížením a menší dynamikou.

## 5.2. Odpor kladek proti pohybu

Odpor kladek proti pohybu je možno vypočítat ze zatížení jedné kladky (5.1), které vynásobíme počtem kladek nebo z vypočtených hodnot reakcí. Pro přesnější výpočet je vycházeno z reakcí.

Vysouvání vidlice je umožněno kladkami, ale právě tyto kladky potom vytváří odpor valení způsobený zatížením. Odpor valení je počítán z celkové reakce od zatížení  $R_c$ . V kapitole 4 jsou vypočteny všechny reakce, které působí na kladky, ty jsou sečteny a vytváří celkovou hodnotu reakce. Reakce jsou počítány jako momenty k ose kola vzniklé valivým třením a čepovým třením. [10]



Obr. 5.3 - Působení reakcí [10]

### 5.2.1. Součet sil působící na kladky

Jako první krok je nutné vypočítat celkovou hodnotu reakcí, které působí přes všechny kladky na vysunutě stupně teleskopické vidlice.

$$\begin{aligned} R_c &= R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 1\,734,3 + 12\,525,3 + 14\,356 + 26\,226,1 \\ R_c &= 54\,841,7 \text{ N} \end{aligned} \tag{5.3}$$

### 5.2.2. Odpor kladek

Odpor kladek je dle obr. 5.3 roven potřebné síle  $F_l$  (obr 2.1), která je nutná vyvodit pohonem a odtud přenesena řetězy na mechanismus aby se teleskopická vidlice vysunula.

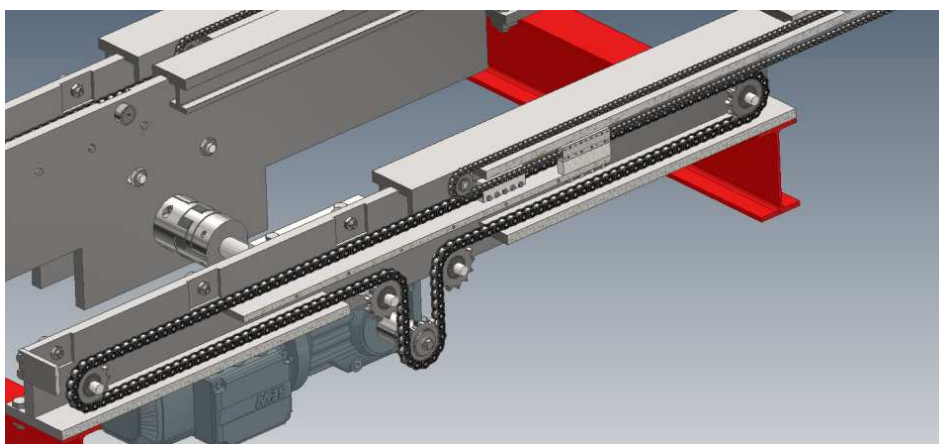
$$F_{ok} = \frac{R_c}{R_k} \cdot (e + f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}) = \frac{54\,841,7}{15} \cdot (0,6 + 0,015 \cdot 6) = 2\,522,7 \text{ N} \quad (5.4)$$

Kde:  $e = 0,6$  [10]

$f_{\check{c}} = 0,015$  (volený v rozmezí  $0,01 \div 0,02$ ) [10]

## 6. Řetěz

Řetězový převod splňuje účel přenosu výkonu a umožnění posuvu nikoliv převodu. Řetězy jsou vždy válečkové jednořadé. V jedné teleskopické vidlici jsou 2 řetězové převody. Hnací řetěz je přes řetězová kola připevněn ke spodní části teleskopické vidlice vedený od motoru a musí přenést sílu  $F_1$  k vysunutí vidlice. Druhý je řetěz výsuvný, který přenáší poloviční sílu  $F_1$  k vysunutí horní lyžiny.



Obr. 6.1 – Vedení válečkových řetězů mechanismem

### 6.1. Hnací řetěz

Hnací řetěz přenáší výkon, který musí vysunout celou vidlici. Tento řetěz tedy bude větší než řetěz horní lyžiny a dle schématu (Obr. 2.1 a Obr. 2.2) řetěz musí vydržet sílu odporu dvou sil  $F_2$  a  $F_3$  od vedení a lyžiny.

#### 6.1.1. Síla potřebná k vysunutí vycházející z odporu kladek jedné vidlice

Potřebná síla k vysunutí, která je přenášena hnacím řetězem je rovná odporu kladek, ovšem odpor  $F_{ok}$  je počítán pro celý mechanismus teleskopických vidlic a hnací řetězy jsou dva, vždy jeden pro každou vidlici. Síla potřebná k vysunutí přenášena tímto řetězem je opět vypočtena z odporu kladek jedné teleskopické vidlice. Celková reakce je nyní podělených dvěma z důvodu dvou teleskopických vidlic a tedy dvou hnacích řetězů.

$$F_1 = \frac{\frac{R_c}{2}}{R_k} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) = \frac{\frac{54\,841,7}{2}}{15} \cdot (0,6 + 0,015 \cdot 6) = 1\,261,4 \text{ N} \quad (6.1)$$

### 6.1.2. Výkon přenášený hnacím řetězem

Pro návrh řetězu je nutné znát přenášený výkon, který musí řetěz unést.

$$P_{hř} = F_1 \cdot v_1 = 1\,261,4 \cdot 0,1 = 126,1\,W$$

$$P_{hř} = 0,13\,kW \quad (6.2)$$

### 6.1.3. Návrh řetězu

Pro hnací řetěz volím jednořadý válečkový řetěz 10 B – 1 [13] [14]

Tab. 6.1 – Parametry řetězu 10 B - 1

Rozteč	$t_{10B}$	15,875	mm
Plocha kloubu (čepu)	$A_{10B}$	67	$mm^2$
Síly při přetržení	$F_{pt,10B}$	27,4	kN
Hmotnost 1 metru řetězu	$m_{10B}$	0,91	kg
Počet zubů řetězových kol	$z_1$	13	
Dovolený měrný tlak v kloubu	$p_i$	31,29	MPa
Výkon beze ztrát	$P_{hř}$	0,13	kW
Součinitel mazání	$\mu$	1	-
Součinitel výkonu ( $Y=1,8$ )	$\chi$	0,28	-
Součinitel provedení řetězu	$\phi$	1	-
Součinitel vzdálenosti os	$\rho$	1	-
Součinitel tření	$\lambda$	0,83	-
Obvodová rychlost řetězu	$v$	0,1	$ms^{-1}$

**Výkon respektující provozní podmínky**

$$P_{D10B} = \frac{P_{hř}}{\chi \cdot \mu \cdot \phi} = \frac{0,13}{0,28 \cdot 1 \cdot 1} = 0,46\,kW \quad (6.3)$$

**Výkon se ztrátami a se zohledněnou osovou vzdáleností**

$$P'_{D10B} = \frac{P_{D10B}}{\rho} = \frac{0,61}{1} = 0,46\,kW \quad (6.4)$$

### Roztečné průměry řetězových kol

$$D_{10B} = \frac{t_{10B}}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{13}} = 66,4 \text{ mm} = 0,066 \text{ m} \quad (6.5)$$

Výpočet potřebných otáček pro rychlost  $v = 0,1 \text{ m/s}^{-1}$

$$n_{k10B} = \frac{60 \cdot v_1}{\pi \cdot D_{10B}} = \frac{60 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,066} = 28,8 \text{ min}^{-1} \quad (6.6)$$

#### 6.1.4. Pevnostní kontrola řetězu

Pevnostní kontrola je složena ze dvou kontrol. Kontrola proti přetržení voleného řetězu a kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu.

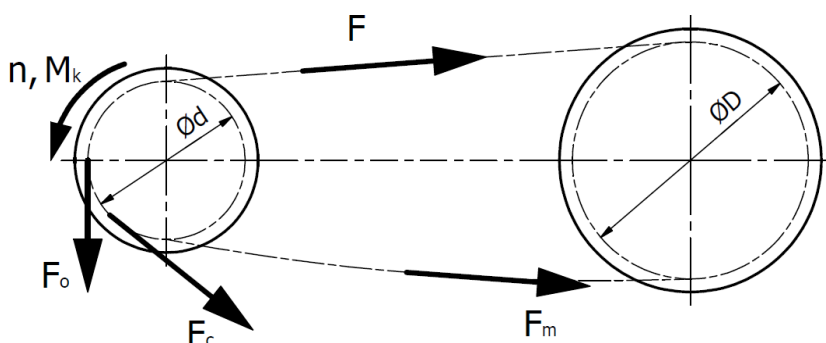
#### Kontrola proti přetržení

Kontrola proti přetržení řetězu je vyjádřena pomocí podmínek statické bezpečnosti  $k_s$  a dynamické bezpečnosti  $k_D$ .

$$k_{Sř} = \frac{F_{pt}}{F} \geq 7$$

$$k_{Dř} = \frac{F_{pt}}{F \cdot Y} \geq 5$$

$$F_{10B} = F_{o,10B} + F_{c,10B} + F_{m,10B}$$



Obr. 6.2 – Rozbor sil působících na řetěz

**a) Výpočet obvodové rychlosti**

$$F_{o,10B} = \frac{P_{hř}}{v_1} = \frac{126,1}{0,1} = 1\,261\,N \quad (6.7)$$

**b) Výpočet tahové složky od odstředivé síly**

$$F_{c,10B} = m_{10B} \cdot v_1^2 = 0,91 \cdot 0,1^2 = 0,0091\,N \quad (6.8)$$

**c) Výpočet tahové složky**

$$F_{m,10B} = \frac{m_{10B} \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{0,91 \cdot 1,2^2}{8 \cdot 0,018} \cdot 9,81 = 89,3\,N \quad (6.9)$$

$$h = 0,015 \cdot A = 0,015 \cdot 1,2 = 0,018 \quad (6.10)$$

**Celková tahová síla v tažné větvi**

$$F_{10B} = F_{o,10B} + F_{c,10B} + F_{m,10B} = 1\,261 + 0,0091 + 89,3 = 1\,350,3\,N \quad (6.11)$$

**Statická bezpečnost**

$$k_{Sř,10B} = \frac{F_{pt,10B}}{F_{10B}} \geq 7$$
$$k_{Sř,10B} = \frac{27\,400}{1\,350,3} = 20,3 \geq 7 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (6.12)$$

**Dynamická bezpečnost**

$$k_{Dř,10B} = \frac{F_{Pt,10B}}{F_{10B} \cdot Y} \geq 5$$
$$k_{Dř,10B} = \frac{27\,400}{1\,350,3 \cdot 1,8} = 11,3 \geq 5 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (6.13)$$

**Kontrola měrného tlaku**

$$p = \frac{F_{10B}}{S_{10B}} = \frac{F_{10B}}{b_{2,10B} \cdot d_{2,10B}} \leq p_{dov} \quad (6.14)$$

$$p_{dov} = p_i \cdot \lambda = 31,29 \cdot 0,83 = 26\,MPa \quad (6.15)$$

$$p_{10B} = \frac{F_{10B}}{b_{2,10B} \cdot d_{2,10B}} = \frac{1\,350,3}{13,28 \cdot 5,08} = 20\,MPa \quad (6.16)$$

$$p_{10B} \leq p_{dov} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

## 6.2. Výsuvný řetěz horní lyžiny

Výsuvný řetěz musí překonat jen odpor kladek horní lyžiny, jelikož nemusí překonávat odpor kladek spodního rámu. Dle schématu (Obr. 2.1 a Obr. 2.2) musí překonat jen jednu odporovou sílu  $F_3$  nebo  $F_2$  (zasouvání/vysouvání). Při výpočtu je výchozí schéma a úvaha překonávání odporových sil  $F_1 = F_2 + F_3$ . Síla pasivních odporů jedné vidlice  $F_1$  je podělena dvěma, jelikož síly  $F_2$  a  $F_3$  jsou dle úvahy poloviční než  $F_1$ .

### 6.2.1. Síla potřebná k vysunutí vycházející z odporu kladek jedné vidlice

Celková reakce  $R_c$ , která byla podělena dvěma z důvodu dvou vidlic v mechanismu je podělena opět dvěma, z důvodu působení síly  $F_2$ , která je poloviční než  $F_1$ .

$$F_2 = \frac{\frac{R_c}{4}}{R_k} \cdot (e + f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}) = \frac{\frac{54\,841,7}{4}}{15} \cdot (0,6 + 0,015 \cdot 6) = 630,7 \text{ N} \quad (6.17)$$

### 6.2.2. Výkon přenášený výsuvným řetězem

$$P_{vř} = F_2 \cdot v_1 = 630,7 \cdot 0,1 = 63,1 \text{ W}$$

$$P_{vř} = 0,06 \text{ kW} \quad (6.18)$$



### 6.2.3. Návrh řetězu

Pro hnací řetěz volím jednořadý válečkový řetěz 06 B – 1 [13] [14]

Tab. 6.2 – Parametry řetězu 06 B - 1

Rozteč	$t_{06B}$	9,525	mm
Plocha kloubu (čepu)	$A_{06B}$	28	mm <sup>2</sup>
Síly při přetržení	$F_{pt,06B}$	10,7	kN
Hmotnost 1 metru řetězu	$m_{06B}$	0,4	kg
Počet zubů hnacího kola	$z_1$	13	
Počet zubů hnaného kola	$z_2$	13	
Dovolený měrný tlak v kloubu	$p_i$	31,29	MPa
Výkon beze ztrát	$P_{vř}$	0,06	kW
Součinitel mazání	$\mu$	1	-
Součinitel výkonu ( $Y=1,8$ )	$\chi$	0,28	-
Součinitel provedení řetězu	$\phi$	1	-
Součinitel vzdálenosti os	$\rho$	1	-
Součinitel tření	$\lambda$	0,83	-

#### Výkon respektující provozní podmínky

$$P_{D06B} = \frac{P_{vř}}{\chi \cdot \mu \cdot \phi} = \frac{0,063}{0,28 \cdot 1 \cdot 1} = 0,23 \text{ kW} \quad (6.19)$$

#### Výkon se ztrátami a se zohledněnou osovou vzdáleností

$$P'_{D06B} = \frac{P_{D06B}}{\rho} = \frac{0,23}{1} = 0,23 \text{ kW} \quad (6.20)$$

#### Roztečné průměry řetězových kol

$$D_{06B} = \frac{t_{06B}}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{9,525}{\sin \frac{180}{13}} = 39,8 \text{ mm} = 0,040 \text{ m} \quad (6.21)$$

#### Výpočet potřebných otáček pro rychlost $v_1 = 0,1 \text{ m/s}^{-1}$

$$n_{k06B} = \frac{60 \cdot v_1}{\pi \cdot D_{06B}} = \frac{60 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,040} = 47,8 \text{ min}^{-1} \quad (6.22)$$

#### 6.2.4. Pevnostní kontrola

##### Kontrola proti přetržení

###### a) Výpočet obvodové rychlosti

$$F_{o,06B} = \frac{P_{vř}}{v_1} = \frac{63,1}{0,1} = 631 \text{ N} \quad (6.23)$$

###### b) Výpočet tahové složky od odstředivé síly

$$F_{c,06B} = m_{06B} \cdot v_1^2 = 0,4 \cdot 0,1^2 = 0,004 \text{ N} \quad (6.24)$$

###### c) Výpočet tahové složky

$$F_{m,06B} = \frac{m_{06B} \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{0,4 \cdot 1,2^2}{8 \cdot 0,018} \cdot 9,81 = 39,2 \text{ N} \quad (6.25)$$

$$h = 0,015 \cdot A = 0,015 \cdot 1,2 = 0,018 \quad (6.26)$$

##### **Celková tahová síla v tažné větvi**

$$F_{06B} = F_{o,06B} + F_{c,06B} + F_{m,06B} = 631 + 0,004 + 39,2 = 670,2 \text{ N} \quad (6.27)$$

##### **Statická bezpečnost**

$$k_{s,06B} = \frac{F_{pt,06B}}{F_{06B}} \geq 7$$
$$k_{s,06B} = \frac{10\,700}{670,2} = 16 \geq 7 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (6.28)$$

##### **Dynamická bezpečnost**

$$k_{D,06B} = \frac{F_{Pt,06B}}{F_{06B} \cdot Y} \geq 5$$
$$k_{D,06B} = \frac{10\,700}{670,2 \cdot 1,8} = 8,9 \geq 5 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (6.29)$$

##### Kontrola měrného tlaku

$$p = \frac{F_{06B}}{S_{06B}} = \frac{F_{06B}}{b_{2,06B} \cdot d_{2,06B}} \leq p_{dov} \quad (6.30)$$

$$p_{dov} = p_i \cdot \lambda = 31,29 \cdot 0,83 = 26 \text{ MPa} \quad (6.31)$$

$$p = \frac{F_{06B}}{b_{2,06B} \cdot d_{2,06B}} = \frac{672}{8,53 \cdot 3,28} = 23,9 \text{ MPa} \quad (6.32)$$

$$p \leq p_{dov} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

## 7. Pohon

Pohon musí mít dostatečný výkon na vysunutí obou teleskopických vidlic a tím překonání odporu kladek  $F_{ok}$ . Nutné je, aby pohon měl výstupní otáčky v souladu se zadanou hodnotou vysouvání (2.2).

### 7.1. Návrh pohonu a převodovky

Návrh je proveden dle zadaných parametrů a to tak, aby výstupní parametry odpovídaly požadovaným hodnotám. Rychlost vysouvání vidlic je dána rychlostí řetězu připojeného k jednotlivým stupňům vysunutí a rychlost se vždy navyšuje s dalším stupněm. Potřebný výkon motoru je navržen tak, aby se vidlice pod zatížením dokázaly vysunout a přitom splňoval podmínku momentové přetížitelnosti.

#### 7.1.1. Potřebný výkon respektující účinnosti mechanismu

Minimální potřebný výkon elektromotoru hledaný v tabulkách je nutno vypočítat s účinností mechanismu, tedy všech řetězů, převodovky a ložisek. Účinnost vodících kladek je vypočtena v předešlém výpočtu odporu kladek (5.4). Elektromotor je počítán na překonání odporu všech pojezdových kladek v případě maximálního vysunutí a tím největšího zatížení.

$$P = \frac{F_{ok} \cdot v_1}{\eta_c} = \frac{2\,522,7 \cdot 0,1}{0,76} = 332\, W$$
$$P = 0,332\, kW \quad (7.1)$$

$$\eta_c = \eta_{\text{ř}}^4 \cdot \eta_{\text{př}} \cdot \eta_l = 0,96^4 \cdot 0,9 \cdot 0,99 = 0,76 \quad (7.2)$$

Kde:  $\eta_{\text{ř}}$  ... účinnost řetězového převodu (každá vidlice má 2 řetězy) [5]

$\eta_{\text{př}}$  ... účinnost převodovky (předpokládaná) [19]

$\eta_l$  ... účinnost ložisek [5]

### 7.1.2. Potřebné výstupní otáčky

Jedná se o výstupní otáčky z převodovky nutné k vyvození požadované rychlosti vysouvání. Jelikož řetězový převod je proveden v převodu 1 : 1 jsou výstupní otáčky z převodovky rovny otáčkám řetězového kola hnacího řetězu.

$$n_p = n_{k10B} = \frac{60 \cdot v_1}{\pi \cdot D_{10B}} = \frac{60 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,066} = 28,9 \text{ min}^{-1} \quad (7.3)$$

### 7.1.3. Předběžný potřebný převod

Je předběžně vypočítán převodový poměr mezi elektromotorem a otáčkami na výstupu. Dle převodového poměru je volena převodovka.

$$i = \frac{n_m}{n_p} = \frac{1\,400}{28,9} = 48,4 \quad (7.4)$$

### 7.1.4. Potřebný krouticí moment na výstupu z převodovky

Moment potřebný k vyvození síly k vysunutí vidlic. Výchozí je výkon motoru pro překonání odporu pojezdových kladek. V dalších výpočtech je volený motor s daným krouticím momentem kontrolován na přetížitelnost během rozběhu.

$$P = M_k \cdot \omega \Rightarrow M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_p}$$
$$M_k = \frac{P \cdot 1000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_p} = \frac{0,332 \cdot 1000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 28,8} = 110,1 \text{ Nm} \quad (7.5)$$

Volen je třífázový elektromotor firmy SEW eurodrive DRN71M4



Obr. 7.1 – Elektromotor firmy SEW Eurodrive [18]

Tab. 7.1 – Hlavní parametry elektromotoru [18]

Jmenovitý výkon	$P_m$	0,37	kW
Jmenovité otáčky	$n_m$	1 415	min <sup>-1</sup>
Jmenovitý krouticí moment	$M_n$	2,5	Nm
Poměr záběrového a jmenovitého momentu	$\frac{M_a}{M_n}$	2,8	-
Poměr jmenovitého momentu a momentu zvratu ( $M_{max}$ )	$\frac{M_k}{M_n}$	2,8	-
Moment setrvačnosti	$I_m$	$7,14 \cdot 10^{-4}$	kg · m <sup>2</sup>
Hmotnost	$m_{mot}$	8	kg

#### 7.1.5. Teoretický maximální výstupní moment převodovky při záběrovém momentu zvoleného elektromotoru

$$M_{kmax} = M_n \cdot \frac{M_a}{M_n} \cdot \frac{n_m}{n_p} \cdot \eta_{př} = 2,5 \cdot 2,8 \cdot \frac{1415}{28,9} \cdot 0,8 = 274,2 \text{ Nm} \quad (7.6)$$

Tato možnost může nastat v krajních podmínkách, ale za normálního provozu nikoliv. Při výběru převodovky je ale důležité brát ohled na tuto hodnotu.

### 7.1.6. Tabulkový krouticí moment na výstupu

Ve výpočtu je započítaný provozní součinitel zahrnující druh provozu a tím zatížení způsobené spouštěním nebo druhem stroje a prostředí.

$$M_k' = S_m \cdot M_k = 1,6 \cdot 110,3 = 176,5 \text{ Nm} \quad (7.7)$$

Kde:  $S_m = 1,6$  [21]

Dle hledaného tabulkového krouticího momentu je navržena převodovka.

Volena je kuželová převodovka firmy SEW eurodrive K47



Obr. 7.2 – Kuželová převodovka firmy SEW – Eurodrive [19]

Tab. 7.2 – Hlavní parametry převodovky [19]

Převodový poměr	$i_{př}$	48,95	-
Max. výstupní krouticí moment	$M_{přmax}$	400	Nm
Povolená max. radiální síla	$F_{r,př}$	5 920	N
Moment setrvačnosti	$I_{př}$	$0,80 \cdot 10^{-4}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost	$m_{př}$	20	kg

Převodové parametry jsou minimálně odlišné od vypočtených. Zvolená převodovka také splňuje hodnotu maximálního krouticího momentu na výstupu.

Dle parametrů volím celý převodový elektromotor s kuželovou převodovkou od firmy SEW-eurodrive. Konfigurátor dle zadaných hodnot sám navolí vhodnou kombinaci pro co největší účinnost a dobrou smontovatelnost.



Obr. 7.3 – Převodový motor firmy SEW-Eurodrive [18]

Tab. 7.3 – Parametry převodového motoru K47DRN71M4 [18]

Jmenovité otáčky	$n_{pm}$	1 415	$\text{min}^{-1}$
Výstupní otáčky	$n_{pmv}$	29	$\text{min}^{-1}$
Převodový poměr	$i_{pm}$	48,95	-
Výstupní krouticí moment	$M_{pm}$	122	Nm
Povolená max. radiální síla	$F_{r,pm}$	8 100	N
Výkon motoru	$P_{pm} = P_m$	0,37	kW
Moment setrvačnosti celku	$I_{pm}$	$7,14 \cdot 10^{-4}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost celku	$m_{pm}$	27	kg

## 7.2. Kontrola pohonu

Provádí se na momentovou přetížitelnost, aby rozběhový moment motoru byl dostatečně velký k překonání všech setrvačných momentů posuvných i rotačních hmot, dále statický moment břemene. Při výpočtu je vycházeno z normy 27 0106. [8]

### 7.2.1. Momentová přetížitelnost

V čase rozběhu elektromotoru, je důležité, aby zatěžovací moment nepřekročil moment  $M_{max}$ , tedy moment zvratu. Momentová přetížitelnost je vyjádřena poměrem  $\xi$  a také v tabulkách volených pohonů. Poměr záběrového momentu a momentu zvratu jsou shodné a ve výpočtu mohou být dosazeny oba. [8]

$$\xi = \frac{M_{max}}{M_n} = \frac{M_n \cdot \frac{M_k}{M_n}}{M_n} = \frac{2,5 \cdot 2,8}{2,5} = 2,8 \quad (7.8)$$

### 7.2.2. Střední spouštěcí moment motoru

Je nutno vypočítat pro určení podmínky momentové přetížitelnosti při rozjezdu a doby rozběhu. [8]

$$M_{sp} = \frac{M_1 + M_2}{2} = \frac{7 + (1,1 \cdot 2,5)}{2} = 4,875 \text{ Nm} \quad (7.9)$$

Kde:  $M_1$  ... uvažujeme moment zvratu  $M_{max}$

$$M_2 \approx 1,1M_n$$

$M_n$  ... moment při jmenovitém výkonu

Pokud je dosazeno za  $M_1 = M_{max} = \xi M_n$

$$M_{sp} = \frac{\xi + 1,1}{2} \cdot M_n = \chi \cdot M_n \quad (7.10)$$



### 7.2.3. Výkon motoru při rozjíždění

V době  $t_a$ , kdy je předpokládán ustálený pohyb, musí motor překonávat moment rozjezdu.

$$M_{rozj} = M_T + M_{ps} + M_{rs}$$

#### Moment pasivních odporů

$$M_T = F_{ok} \cdot \frac{R_k}{i_{př} \cdot \eta_c} = 2\,522,7 \cdot \frac{0,015}{48,95 \cdot 0,76} = 1,02 \text{ Nm} \quad (7.11)$$

#### Setrvačný moment posuvných hmot

$$M_{ps} = F_{ps} \cdot \frac{R_k}{i_{př} \cdot \eta_c} = 1\,310 \cdot \frac{0,015}{48,95 \cdot 0,76} = 0,53 \text{ Nm} \quad (7.12)$$

$$F_{ps} = \sum m \cdot \frac{v}{t_a} = (Q + 2m_2) \cdot \frac{v_1}{t_a} + 2m_3 \cdot \frac{v_2}{t_a}$$

$$F_{ps} = \left( (1\,000 + 110) \cdot \frac{0,1}{0,1} \right) + \left( 100 \cdot \frac{0,2}{0,1} \right) = 1\,310 \text{ N} \quad (7.13)$$

#### Setrvačný moment rotujících hmot

$$M_{rs} = I_{red} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_a} = 9,996 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{1415}{60}}{0,1} = 1,48 \text{ Nm} \quad (7.14)$$

$$I_{red} = \alpha' \cdot I_{pm} = 1,4 \cdot 7,14 \cdot 10^{-4} = 9,996 \cdot 10^{-4} \quad (7.15)$$

Kde:  $\alpha' = 1,4$  [8]

#### Podmínka momentové přetížitelnosti

Výsledný moment potřebný k rozjíždění nesmí být větší než střední spouštěcí moment motoru. [8]

$$M_{rozj} \leq M_{sp}$$

$$M_{rozj} = M_T + M_{rs} + M_{ps} = 1,02 + 1,48 + 0,53 = 3,03 \text{ Nm}$$

$$M_{rozj} \leq M_{sp} \quad \rightarrow \quad \text{VYHOVUJE} \quad (7.16)$$

#### 7.2.4. Doba rozběhu motoru

Při výpočtu doby rozběhu vycházím z rovnic momentu setrvačnosti všech rotujících hmot  $M_{rs}$  a momentu setrvačnosti všech posuvných hmot  $M_{ps}$ . [8]

$$t_a = 2 \cdot \pi \cdot \frac{\sum m \frac{R_k^2}{i_{př}^2 \cdot \eta_c} + \alpha \cdot I}{M_{sp} - M_T} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(1000 + 110 + 100) \frac{0,015^2}{48,95^2 \cdot 0,76} + 1,4 \cdot 7,14 \cdot 10^{-4}}{4,875 - 1,02}$$

$$t_a = 1,878 \cdot 10^{-3} \text{ s} \quad (7.17)$$

Doba rozběhu je příliš malá, je tedy brána ve výpočtech doba rozběhu jako ustálená rychlost vysouvání. Nebude počítána minimální a maximální doba rozběhu.

#### 7.2.5. Brzdění při pojíždění

Tento výpočet je obdobný jako při rozjíždění. Rozdíl je nyní v tření převodů a ty pomáhají brzdit a účinnost je tedy v čitateli. Při zastavování rovnoměrně zpožděným pohybem musí brzda překonat moment  $M_b$ . [8]

$$M_b = M_{ps} - M_T + M_{rs}$$

**Setrvačný moment posuvných hmot**

$$M_{ps} = F_{ps} \cdot \frac{R_k \cdot \eta_c}{i_{př}} = 1\,310 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,76}{48,95} = 0,31 \text{ Nm} \quad (7.18)$$

$$F_{ps} = \sum m \cdot \frac{v}{t_a} = (Q + 2m_2) \cdot \frac{v_1}{t_a} + 2m_3 \cdot \frac{v_2}{t_a}$$

$$F_{ps} = \left( (1\,000 + 110) \cdot \frac{0,1}{0,1} \right) + \left( 100 \cdot \frac{0,2}{0,1} \right) = 1\,310 \text{ N} \quad (7.19)$$

**Moment pasivních odporů**

$$M_T = F_{ok} \cdot \frac{R_k \cdot \eta_c}{i_{př}} = 2\,522,7 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,76}{48,95} = 0,59 \text{ Nm} \quad (7.20)$$

### Setrvačný moment rotujících hmot

$$M_{rs} = I_{red} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_b} = 9,996 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{1415}{60}}{0,1} = 1,48 \text{ Nm} \quad (7.21)$$

$$I_{red} = \alpha \cdot I_{pm} = 1,4 \cdot 7,14 \cdot 10^{-4} = 9,996 \cdot 10^{-4} \quad (7.22)$$

$$M_b = M_{ps} - M_T + M_{rs} = 0,31 - 0,59 + 1,48 = 1,2 \text{ Nm} \quad (7.23)$$

Dle momentu  $M_b$  se dimenzuje brzda.

#### 7.2.6. Maximální doba brzdění (bez použití brzdy)

$$t_{max} = \alpha'' \cdot \frac{\sum m \cdot v_{1,2}}{F_{ok}} = 1,2 \cdot \frac{(1000 + 100) \cdot 0,1 + 110 \cdot 0,2}{2\,522,7} = 0,06 \text{ s} \quad (7.24)$$

Kde:  $\alpha'' = 1,2$  [8]

#### 7.2.7. Doba brzdění s brzdou s brzdňým momentem $M_u = 5 \text{ Nm}$

$$t_b = \frac{(\sum m) \cdot v_{1,2} \cdot \frac{R_k}{i_{př}} \cdot \eta_c + \alpha \cdot I_{pm} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m}{M_u + F_{ok} \cdot \frac{R_k}{i} \cdot \eta_c} =$$
$$= \frac{\left( (1000 + 100) \cdot 0,1 \cdot \frac{0,015}{48,95} \cdot 0,76 \right) + \left( 110 \cdot 0,2 \cdot \frac{0,015}{48,95} \cdot 0,76 \right) + 1,4 \cdot 7,14 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1415}{60}}{5 + 2\,522,7 \cdot \frac{0,015}{48,95} \cdot 0,76}$$
$$t_b = 0,03 \text{ s} \quad (7.25)$$

#### 7.2.8. Maximální vzdálenost dojezdu (bez použití brzdy)

$$s = v_1 \cdot t_b = 0,1 \cdot 0,06 = 0,006 \text{ m}$$

$$s = 6 \text{ mm} \quad (5.26)$$

Lyžina a vedení se po vypnutí pohonu zastaví na velmi malé dráze. Uvažuje se tedy, že zastaví na místě. Pro bezpečnost se volí pojezdové dorazy a brzda.

### 7.2.9. Kontrola brzdného momentu

Pro motor je volena brzda BE05 firmy SEW-Eurodrive. Brzda je přiřazena dle typu motoru a převodovky v nabídce katalogu. Kontrola je provedena dle normy pro statickou i dynamickou bezpečnost. [9]

#### Dynamická bezpečnost

$$M_u \geq 2 \cdot M_{rozj} \cdot \eta_{br}^2$$

$$5 \geq 2 \cdot 3,03 \cdot 0,8^2$$

$$5 \text{ Nm} \geq 3,891 \text{ Nm} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (7.27)$$

#### Statická bezpečnost

$$M_u \geq 1,5 \cdot M_{rozj} \cdot \eta_{br}^2$$

$$5 \geq 1,5 \cdot 3,03 \cdot 0,8^2$$

$$5 \text{ Nm} \geq 2,981 \text{ Nm} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (7.28)$$

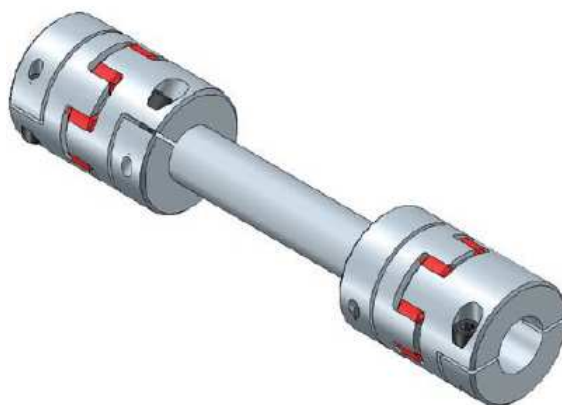
Tab. 7.4 – Parametry jednoduché brzdy BE05 [18]

Brzdný moment	$M_u$	5	Nm
Účinnost brzdy	$\eta_{br}$	0,8	-
Brzdové napětí	U	230	V

### 7.3. Volba spojovací hřídele

Spojení pohonu ke vzdálenější teleskopické vidlici je pomocí spojovací hřídele s pružnou spojkou. Pružná spojka zajišťuje klidný rozběh bez rázů a tlumení vibrací. Spojovací hřídel je složena z hřídele a na každé straně ze dvou nábojů s pružným členem. U kontaktních ploch je důležité, aby byly bez oleje a mastnot. Spojka je volena dle velikosti krouticího momentu, který musí přenést. [20]

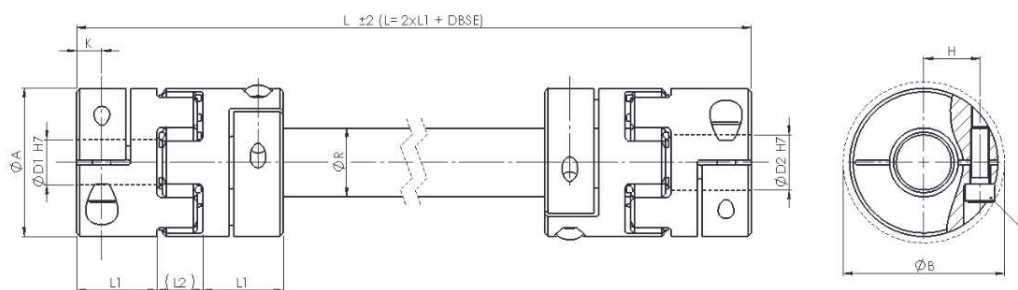
Spojka je volena dle maximálního momentu, který může nastat při rozběhu. Maximální moment (7.6) je kritická hodnota, která je jen teoreticky počítaná a správně by neměla nastat. Dále je volena dle vzdálenosti, která je mezi hřídelí motoru a hřídelí teleskopické vidlice.



Obr. 7.4 – Spojovací hřídel ZWKE/N firmy StS Coupling GmbH [21]

Tab. 7.5 – Parametry spojovací hřídele ZWKE/N – 38 [21]

Maximální moment	$T_{KN}$	325	Nm
Délka hřídelové spojky	$L$	230 - 2000	mm
Průměr spojky	$\varnothing A$	80	mm
Průměr díry spoje	$\varnothing D$	15-48 H7	mm
Utahovací moment šroubu M8 (ISO 4762)	$T_A$	42	Nm
Maximální otáčky	$n_{max}$	1 500	$\text{min}^{-1}$
Axiální nesouosost	$\Delta K_A$	$\pm 1$	mm
Úhlové vychýlení	$\Delta K_W$	1,5	°



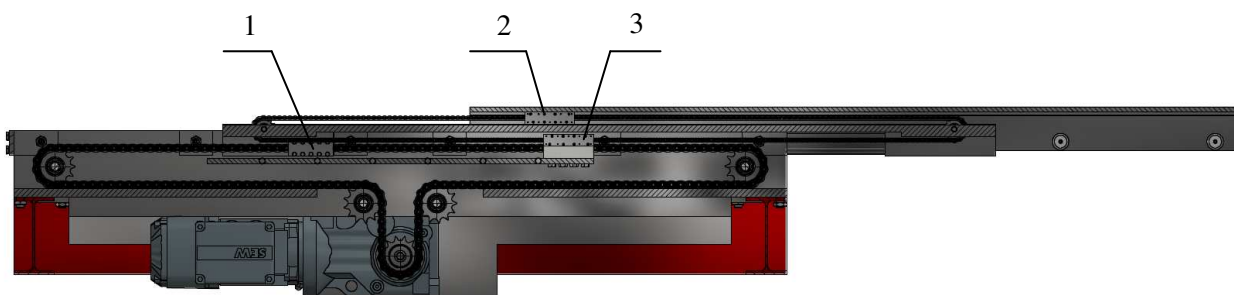
Obr. 7.5 – Specifikace spojovací hřídele [21]

## 8. Kontrola bezpečnosti

Kontrola bezpečnosti navržených součástí je nezbytnou součástí výpočtu, kdy je kontrolován stav maximálního zatížení jednotlivých konstruovaných dílů. Díly, které po návrhovém výpočtu nejsou vybrány z katalogů a jsou vyráběny, musí být prověřeny bezpečnostní kontrolou.

### 8.1. Kontrola šroubů unášecích kazet

Unášecí kazety jsou navrženy pro vyvození lineárního (výsuvného) pohybu. Kazety jsou pevně spojeny s válečkovým řetězem a jednotlivými rameny. Spojení kazety a výsuvného prvku je vždy pomocí šroubového spoje. Šrouby kazety přenášejí síly v mechanismu mezi jednotlivými stupni. Šroub je namáhán od působící síly  $F_1$ ,  $F_2$  nebo  $F_3$  a nutné aby splňoval podmínku bezpečnosti.

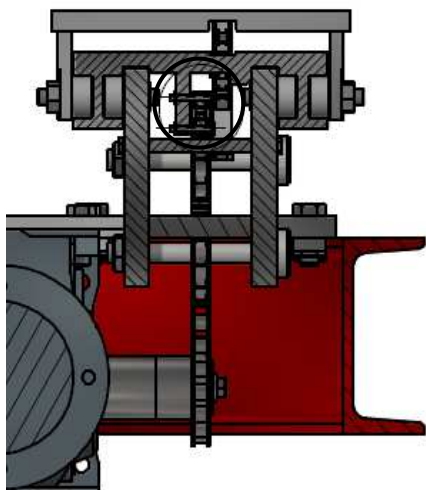


Obr. 8.1 – Teleskopická vidlice v řezu s pohledem na unášecí kazety  
(1 - Pojezdová unášecí kazeta řetězu 10B-1, 2 – Pojezdová unášecí kazeta řetězu 06B-1,  
3 – Pevná unášecí kazeta řetězu 06B-1)

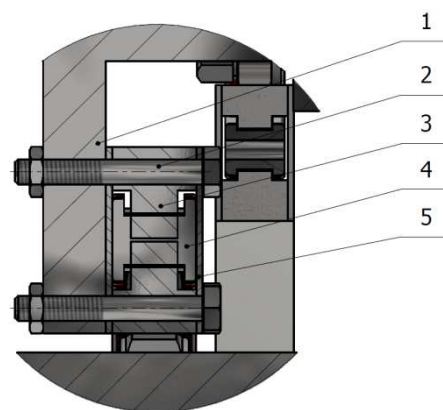
V konstrukci navržené teleskopické vidlice jsou unášecí kazety pro dva různé válečkové řetězy. Kazeta se skládá z boční destičky a dvou unášecích hřebenů. Unášecí hřeben má drážky s poloměry o stejném rozměru, jako má průměr pouzdra řetězu. Kruhové drážky lehce zapadnou do mezery mezi články a po vložení druhého protikusu obepnou celé pouzdro. Boční destička je spojovací prvek kazety a také připojovací prvek k rámu. Každý typ kazety má s rozměry odpovídající danému typu řetězu.

### 8.1.1. Unášecí kazeta válečkového řetězu 10B-1

Kazeta řetězu 10B-1 je připevněná 10 šrouby M4 x 30 5.8 ke střednímu vedení a tyto šrouby přenášejí sílu  $F_1$ . V detailu řezu (Obr. 8.3) je zobrazeno připojení unášecí kazety.



Obr. 8.2 – Teleskopická vidlice v řezu



Obr. 8.3 – Detail řezu uchycení unášecí kazety  
(1 – Střední vedení, 2 – Šroub M4x30, 3 – Unášecí hřeben, 4 – Řetěz, 5- Boční destička)

#### Parametry šroubu M4

$$P_h = 0,7 \text{ mm}$$

$$d_2 = 3,545 \text{ mm}$$

$$d_3 = 3,141 \text{ mm}$$

$$5.8 \rightarrow R_e = 400 [5]$$

#### Osová síla šroubu

$$F_1 < F_T$$

$$k \cdot F_1 = F_o \cdot f$$

$$F_o = \frac{k \cdot F_1}{n \cdot f} = \frac{1,3 \cdot 1\,271,1}{10 \cdot 0,15} = 1\,101,6 \text{ N} \quad (8.1)$$

#### Napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{1\,101,6}{\pi \cdot \frac{3,141^2}{4}} = 142,2 \text{ MPa} \quad (8.2)$$

### Smykové napětí

$$\tau = \frac{F_o \cdot \tan(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}} = \frac{1\,101,6 \cdot \tan(3,59 + 11,74) \cdot \frac{3,545}{2}}{\pi \cdot \frac{3,141^3}{16}} = 87,5 \text{ MPa} \quad (8.3)$$

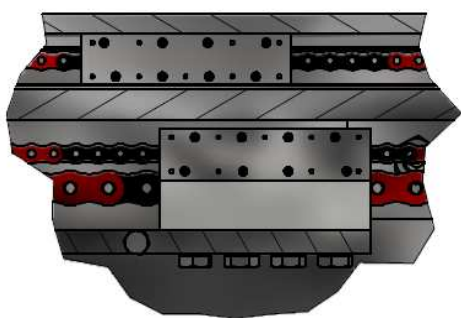
$$\gamma = \tan^{-1} \left( \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{0,7}{\pi \cdot 3,545} \right) = 3,59^\circ \quad (8.4)$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \left( \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{0,18}{\cos 30} \right) = 11,74^\circ \quad (8.5)$$

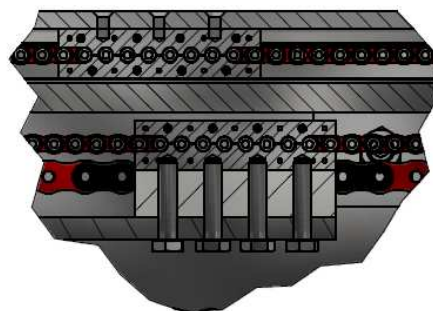
### Podmínka bezpečnosti

$$k_{S\check{s}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{400}{\sqrt{142,2^2 + 4 \cdot 87,5^2}} = 1,7 > 1,5 \quad (8.6)$$

#### 8.1.2. Unášecí kazeta válečkového řetězu 06B-1



Obr. 8.4 – Vzhled uzavřených unášecích kazet



Obr. 8.5 – Vzhled uchycení unášecích kazet a řetězu

### Parametry šroubu M6

$$P_h = 1 \text{ mm}$$

$$d_2 = 5,350 \text{ mm}$$

$$d_3 = 4,773 \text{ mm}$$

$$4.8 \rightarrow \text{Re} = 320$$



### Osová síla šroubu

$$F_2 < F_T$$

$$k \cdot F_2 = F_O \cdot f$$

$$F_O = \frac{k \cdot F_1}{n \cdot f} = \frac{1,3 \cdot 635,6}{3 \cdot 0,15} = 1\,836,2\,N \quad (8.7)$$

### Napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_O}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{1\,836,2}{\pi \cdot \frac{4,773^2}{4}} = 102,6\,N \quad (8.8)$$

### Smykové napětí

$$\tau = \frac{F_O \cdot \tan(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}} = \frac{1\,836,2 \cdot \tan(3,4 + 11,74) \cdot \frac{5,350}{2}}{\pi \cdot \frac{4,773^3}{16}} = 62,3\,N \quad (8.9)$$

$$\gamma = \tan^{-1}\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\pi \cdot 5,350}\right) = 3,4^\circ \quad (8.10)$$

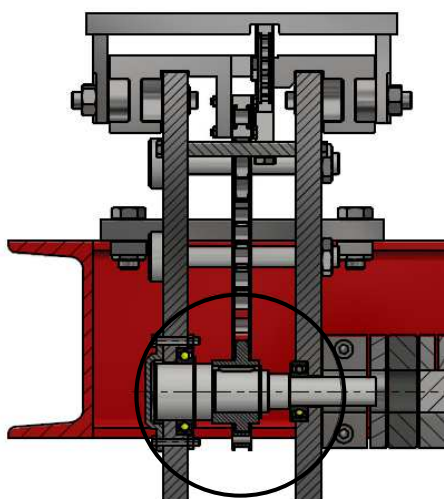
$$\varphi' = \tan^{-1}\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{0,18}{\cos 30}\right) = 11,74^\circ \quad (8.11)$$

### Podmínka bezpečnosti

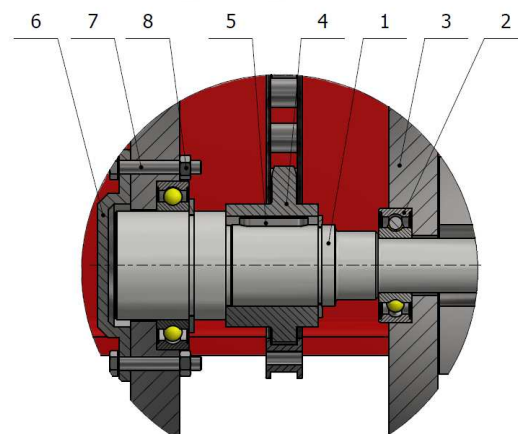
$$k_{S\check{S}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{320}{\sqrt{102,6^2 + 4 \cdot 62,3^2}} = 1,9 > 1,5 \quad (8.12)$$

## 8.2. Kontrola hřídele

Hřídel je konstrukční prvek, který přenáší krouticí moment od motoru k dalšímu prvku pohonu. Běžně se kontrolují všechny kritické průřezy s největší koncentrací napětí. V tomto případě je kontrolován průřez osazení a průřez uložení řetězového kola. Kontrolované průřezy jsou nakresleny na obr. 8.8.



Obr. 8.6 - Řez s pohledem na hnací hřídel

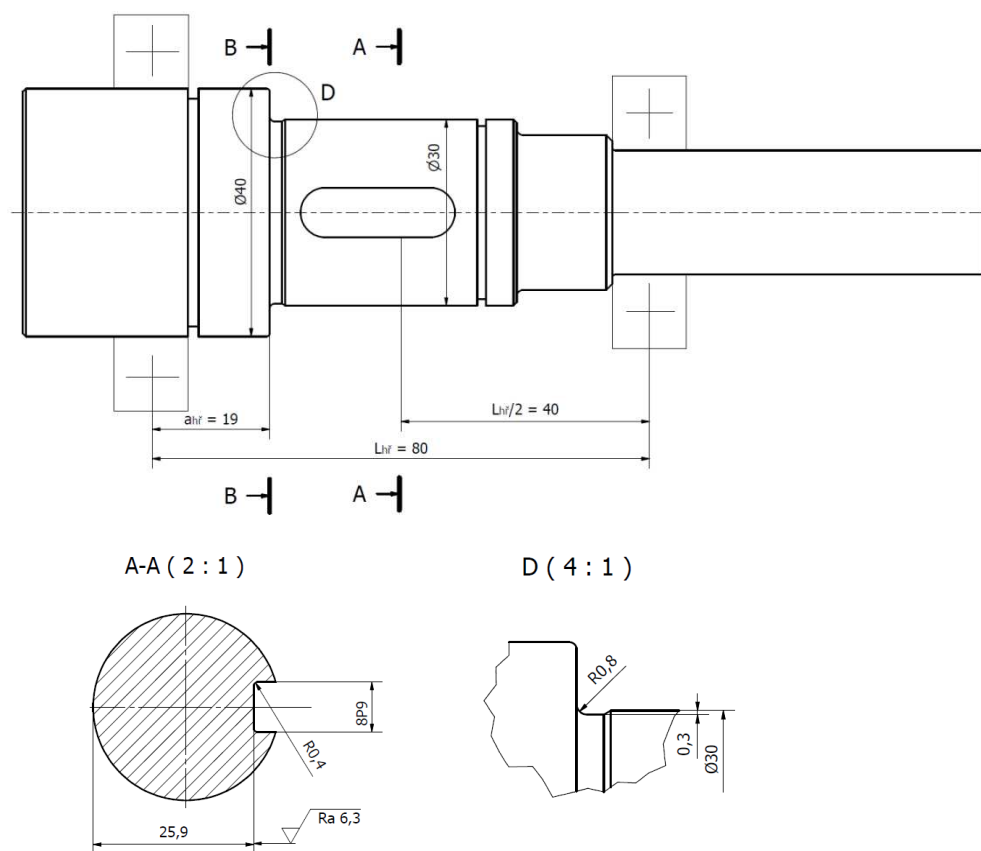


Obr. 8.7 – Detail uložení hřídele

(1 – Hřídel, 2 – Ložisko, 3 – Spodní rám, 4 – řetězové kolo, 5 – Pero, 6 – Krycí víko, 7 – Šroub M5, 8 – Matice M5)

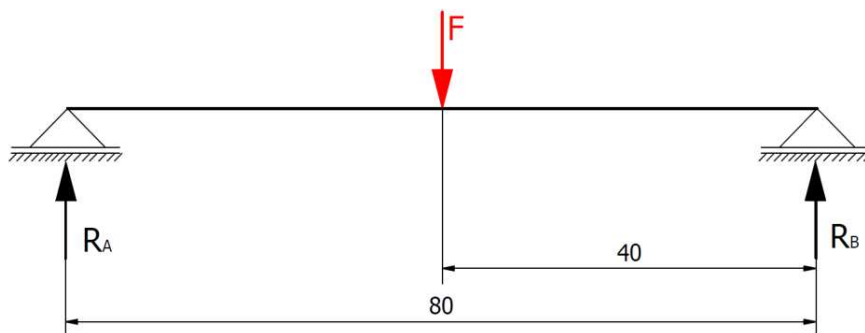
Materiál hřídele 11 600

$R_e = 324 \text{ MPa}$ ;  $R_m = 588 \div 706 \text{ MPa}$  [5]



Obr. 8.8 - Definování průřezů pro statickou a dynamickou kontrolu

Pro výpočet bezpečnosti hřídele je nutné zjistit ohybový moment, který vychází z reakcí v ložiskách. Pro každý kritický průřez je jiná délka ramene působení zatížení a tím jiným ohybový moment. Síla  $F$  je působení vlastní tíhy hřídele a síly působící od řetězu  $F_{10B}$ (6.11).



Obr. 8.9 – Reakce uložení hřídele

$$F = (m_{hř} \cdot g) + F_{10B} = (1,2 \cdot 9,81) + 1\,350,3 = 1\,362,1 \text{ N} \quad (8.13)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{iRB} &= R_A \cdot L_{hř} - F \cdot L_{hř}/2 \\ R_A &= \frac{F \cdot L_{hř}/2}{L_{hř}} = \frac{1\,362,1 \cdot 40}{80} = 681,1 \text{ N} \end{aligned} \quad (8.14)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{iy} &= R_A - F + R_B \\ R_B &= -R_A + F = -681,1 + 1\,362,1 = 681 \text{ N} \end{aligned} \quad (8.15)$$

### 8.2.1. Statická bezpečnost

Pro oba průřezy je stejná hodnota součinitele jednorázového přetížení, který vychází z poměru maximálního krouticího momentu a provozního momentu.

$$K = \frac{M_{Kmax}}{M_k} = \frac{274,2}{176,5} = 1,55 \quad (8.16)$$

## Řez A – A pero těsné

### Redukované napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{redAA} = \sqrt{(\alpha_{\sigma AA} \cdot \sigma_{OAA})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau AA} \cdot \tau_{AA})^2} = \sqrt{(2,0 \cdot 10,3)^2 + 3 \cdot (2,9 \cdot 0,04)^2}$$
$$\sigma_{redAA} = 20,6 \text{ MPa} \quad (8.17)$$

### Součinitel vrubu

dle grafu  $\alpha_{\sigma AA} = 2,0$

Vychází se, z natočení hřídele a je volena střední hodnota.

dle grafu  $\alpha_{\tau AA} = 2,9$

$$\frac{r}{d_p} = \frac{0,4}{30} = 0,02 \quad \frac{b}{d_p} = \frac{8}{30} = 0,3 \quad \frac{t}{d_p} = \frac{4,1}{30} = 0,14$$

### Ohybové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{OAA} = \frac{M_{OAA}}{W_{OAA}} = \frac{27\,244}{2\,650,7} = 10,3 \text{ MPa} \quad (8.18)$$

$$M_{OAA} = R_A \cdot \frac{L_{hř}}{2} = 681,1 \cdot 40 = 27\,244 \text{ Nmm} \quad (8.19)$$

$$W_{OAA} = \frac{\pi}{32} \cdot 30^3 = 2\,650,7 \text{ mm}^3 \quad (8.20)$$

### Smykové napětí v průřezu A-A

$$\tau_{AA} = \frac{M_k}{W_{kAA}} = \frac{176,5}{5\,301,4} = 0,04 \text{ MPa} \quad (8.21)$$

$$W_{kAA} = \frac{\pi}{16} \cdot d'^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 30^3 = 5\,301,4 \text{ mm}^3 \quad (8.22)$$

### Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$k_{StAA} = \frac{R_e}{K \cdot \sigma_{redAA}} = \frac{324}{1,55 \cdot 20,6} = 10,1 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (8.23)$$

## Řez B – B zápch G

### Redukované napětí v průřezu B-B

U zápchu již není smykové napětí.

$$\sigma_{redBB} = \sqrt{(\alpha_{\sigma BB} \cdot \sigma_{OBB})^2} = \sqrt{(2,2 \cdot 5,2)^2}$$
$$\sigma_{redBB} = 11,4 \text{ MPa} \quad (8.24)$$

### Součinitel vrubu B-B

dle grafu  $\alpha_{\sigma BB} = 2,2$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,8}{29,4} = 0,03 \quad \frac{D}{d} = \frac{40}{29,4} = 1,4$$

dle grafu  $\alpha_{\tau BB} = 1,9$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,8}{29,4} = 0,03 \quad \frac{D}{d} = \frac{40}{29,4} = 1,4$$

### Ohybové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{OBB} = \frac{M_{OBB}}{W_{OBB}} = \frac{12\,940,9}{2\,494,8} = 5,2 \text{ MPa} \quad (8.25)$$

$$M_{OBB} = R_A \cdot a_{hř} = 681,1 \cdot 19 = 12\,940,9 \text{ Nmm} \quad (8.26)$$

$$W_{OBB} = \frac{\pi}{32} \cdot 29,4^3 = 2\,494,8 \text{ mm}^3 \quad (8.27)$$

### Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B

$$k_{StBB} = \frac{R_e}{K \cdot \sigma_{redBB}} = \frac{324}{1,55 \cdot 11,4} = 18,3 \quad (8.28)$$

### 8.2.2. Dynamická bezpečnost

Mez únavy v ohybu oceli 11 600.1 pro hladký vzorek:

$$\sigma_{co} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 600 = 294 \text{ MPa} \quad (8.29)$$

### Řez A – A pero těsné

#### **Vrubový součinitel v průřezu A-A podle Neubera**

$$\beta_{AA} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma AA-1}}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{AA}}}} = 1 + \frac{2,0 - 1}{1 + \frac{0,35}{\sqrt{0,4}}} = 1,64 MPa \quad (8.30)$$

$$\sqrt{A} = 0,35 [11]$$

$$\rho_{AA} = 0,4 [11]$$

#### **Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A**

$$\sigma_{CoAA}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_{vAA} \cdot \eta_{pAA}}{\beta_{AA}} = 294 \cdot \frac{1 \cdot 0,78}{1,64} = 139,8 MPa \quad (8.31)$$

$$\varepsilon_{vAA} = 1 [11]$$

$$\eta_{pAA} = 0,78 [11]$$

#### **Amplitudová napětí v průřezu A-A**

$$\sigma_{aoAA} = \frac{32 \cdot M_{oAA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} = \frac{32 \cdot 27\,244}{\pi \cdot 30^3} = 10,3 MPa \quad (8.32)$$

#### **Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu A-A**

$$k_{d\sigma AA} = \frac{\sigma_{CoAA}^*}{\sigma_{aoAA}} = \frac{139,8}{10,3} = 13,6 \quad (8.33)$$

#### **Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A**

$$k_{s\tau AA} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{AA}} = \frac{0,577 \cdot 324}{0,04} = 4\,673,7 \quad (8.34)$$

#### **Výsledná bezpečnost v průřezu A-A**

$$k_{vAA} = \frac{k_{d\sigma AA} \cdot k_{s\tau AA}}{\sqrt{k_{d\sigma AA}^2 + k_{s\tau AA}^2}} = \frac{13,6 \cdot 4\,673,7}{\sqrt{13,6^2 + 4\,673,7^2}} = 13,6 \quad (8.35)$$

### Řez B – B zápch G

**Vrubový součinitel v průřezu B-B podle Neubera**

$$\beta_{BB} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma BB} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{BB}}}} = 1 + \frac{2,2 - 1}{1 + \frac{0,35}{\sqrt{0,8}}} = 1,9 \quad (8.36)$$

$$\sqrt{A} = 0,35 \text{ [11]}$$

$$\rho_{AA} = 0,8 \text{ [11]}$$

**Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B**

$$\sigma_{CoBB}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_{vBB} \cdot \eta_{pBB}}{\beta_{BB}} = 294 \cdot \frac{1 \cdot 0,85}{1,9} = 131,5 \text{ MPa} \quad (8.37)$$

$$\varepsilon_{vAA} = 1 \text{ [11]}$$

$$\eta_{pAA} = 0,85 \text{ [11]}$$

**Amplitudová napětí v průřezu B-B**

$$\sigma_{aoBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} = \frac{32 \cdot 12\,940,9}{\pi \cdot 29,4^3} = 5,2 \text{ MPa} \quad (8.38)$$

**Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu B-B**

$$k_{d\sigma BB} = \frac{\sigma_{CoBB}^*}{\sigma_{aoBB}} = \frac{131,5}{5,2} = 25,3 \quad (8.39)$$

**Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B**

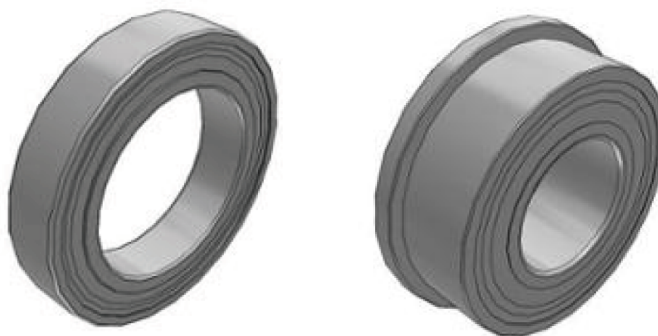
$$k_{s\tau BB} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{sBB}} = \frac{0,577 \cdot 324}{0,04} = 4\,673,7 \quad (8.40)$$

**Výsledná bezpečnost v průřezu B-B**

$$k_{vBB} = \frac{k_{d\sigma BB} \cdot k_{s\tau BB}}{\sqrt{k_{d\sigma BB}^2 + k_{s\tau BB}^2}} = \frac{25,3 \cdot 4\,673,7}{\sqrt{25,3^2 + 4\,673,7^2}} = 25,3 \quad (8.41)$$

## 9. Kontrola ložisek

Ložiska jsou v mechanismu použita pro uložení hnací hřídele ve vzdálenější teleskopické vidlici od motoru nebo také pro vodící řetězové kola na čepech. Kontrola je provedena na ložiska uložení hřídele. Všechna ložiska jsou volena zakrytá s označením „Z“ pro vodící řetězové kola a „RS“ pro ložiska uložení hřídele.



*Obr. 9.1 – Typy použitých ložisek  
(Vlevo – ložisko uložení hřídele, vpravo – ložisko vodícího řetězového kola 06B-1)*

### Ložiska „Z“

- Především pro aplikace s rotujícím vnitřním kroužkem
  - Osazeny jsou ve vnějším kroužku a s vnitřním kroužkem vytvářejí úzkou spáru
  - Konstrukce je z ocelového plechu nebo z nerezové oceli v případě nerezových ložisek
- chrání před průnikem nečistot beze ztrát třením [17]

### Ložiska „RS“

- Bezkontaktní těsnění
- Zajišťují lepší účinnost těsnění než kryty
- Jsou vyrobeny z nitrilkaučuku vyztuženého ocelovým plechem (s odolností proti oleji a opotřebení) [17]

Dle tab. 5.3 je volena nejmenší požadovaná hodnota bezpečnosti  $S_o = 1$  pro ložisko s bodovým stykem, které pracuje za normálního provozu.

Pro výpočet statické bezpečnosti ložisek je vycházeno z reakcí uložení hřídele  $R_A$  a  $R_B$  (Obr. 8.9) a ty se rovnají radiálnímu zatížení  $F_r$ .



### Statická bezpečnost

$$S_o = \frac{C_o}{F_r} \quad (9.1)$$

### Základní trvanlivost ložiska

$$L_{10} = \left( \frac{C_o}{F_r} \right)^p \cdot 10^6 \quad (9.2)$$

$$L_{10h} = \left( \frac{C_o}{F_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (9.3)$$

$$p = 3 [5]$$

$$n = n_{pmv} = 29 \text{ min}^{-1}$$

Tab. 9.1 – Parametry ložisek s výslednou statickou bezpečností a trvanlivostí

Označení ložiska	C <sub>o</sub> [kN]	F <sub>r</sub> [kN]	S <sub>o</sub> [-]	L <sub>10</sub> [ot]	L <sub>10h</sub> [hod]
61908-2RS1	10	0,68	14,7	3 180 337 879	1 827 780,4
W 6004-2RS1	5	0,68	7,4	397 542 234	228 472,5

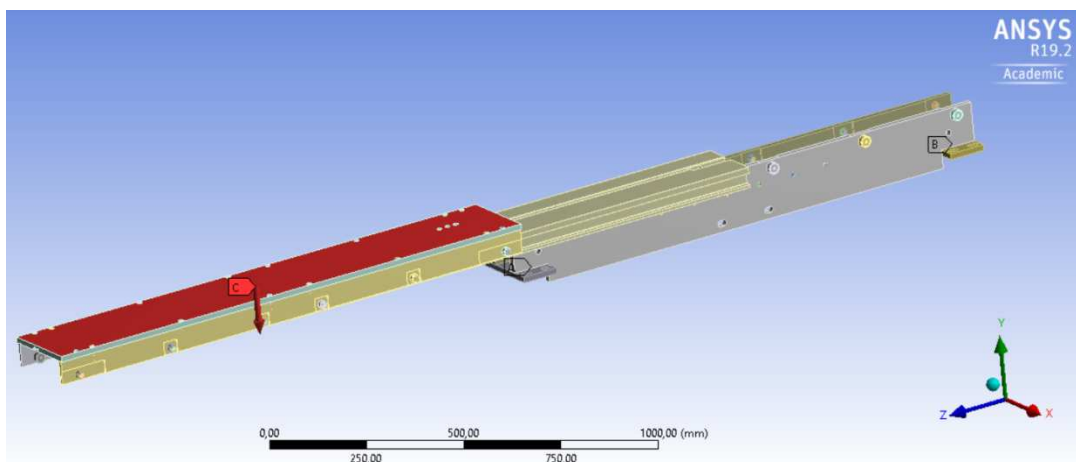
## 10. Analýza MKP

Kontrola navržené konstrukce je provedena pevnostní analýzou MKP v programu ANSYS Workbench 19.2. Simulace zatížení je provedena na zjednodušeném modelu jedné teleskopické vidlice. Ve vytvořené simulaci je uvažováno zatížení poloviční vahou maximální únosnosti celého mechanismu s pevným ukotvením spodního rámu (Obr. 10.1). Kontrolován je průhyb pod zatížením a hodnota napětí v ramenech. Pro tyto výsledky je použita funkce Total deformation a Equivalent (von-Mises) stress.

Rám je navržen z konstrukční oceli 11 523 [19]. Materiál má dobré svařovací vlastnosti a je často používán na mostní konstrukce a součástí strojů. Největší napětí pod zatížením je ohybové a je tedy proveden výpočet na dovolené napětí v ohybu dle materiálu.

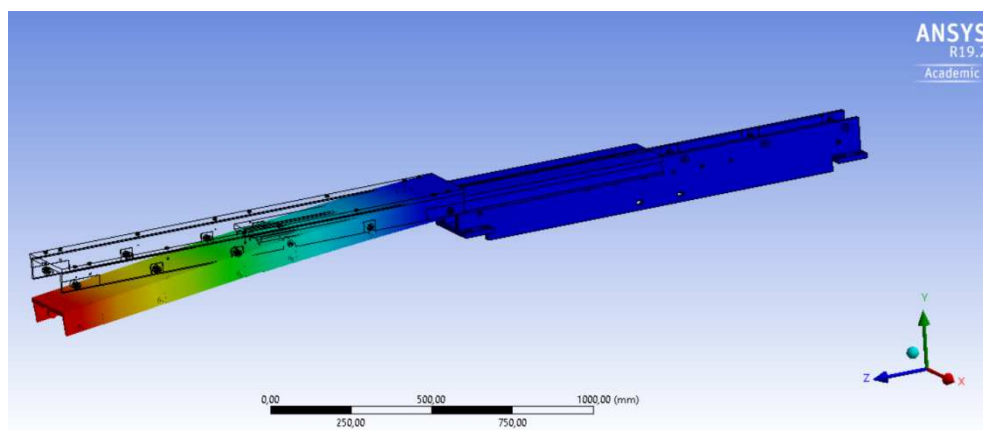
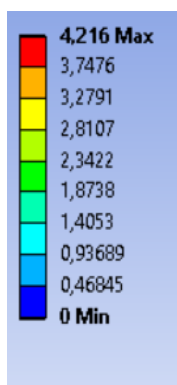
$$R_e = 355 \text{ MPa [19]}$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{1,5} = 236,7 \text{ MPa} \quad (10.1)$$

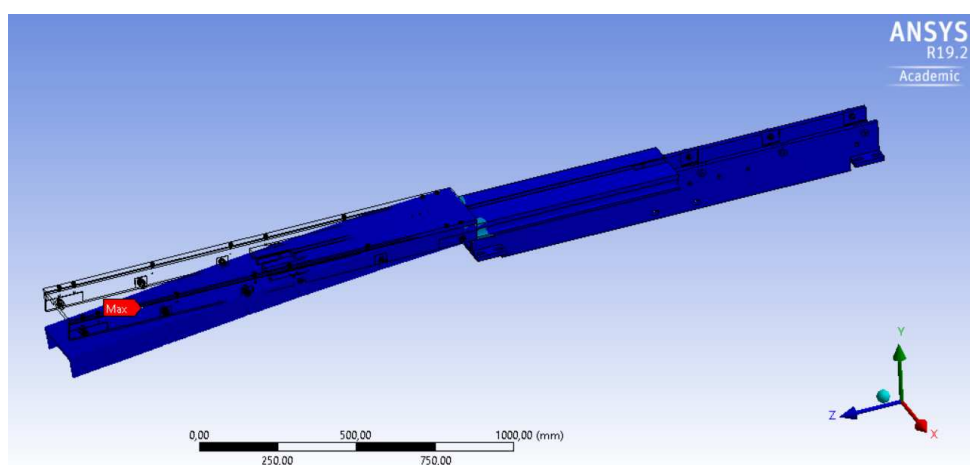
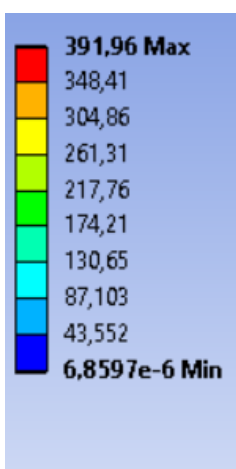


Obr. 10.1 – Vyznačení působení síly a upevnění rámu  
(A,B – pevné vazby, C – působící síla)

Na Obr. 10.2 je výsledná deformace teleskopické vidlice v maximálním vysunutí. Pro lepší znázornění je zvětšeno měřítko průhybu. Maximální hodnota je na konci vidlice s velikostí průhybu 4,2 mm. Tato hodnota je pod zatížením 1 000 kg zanedbatelná a tedy vyhovující.

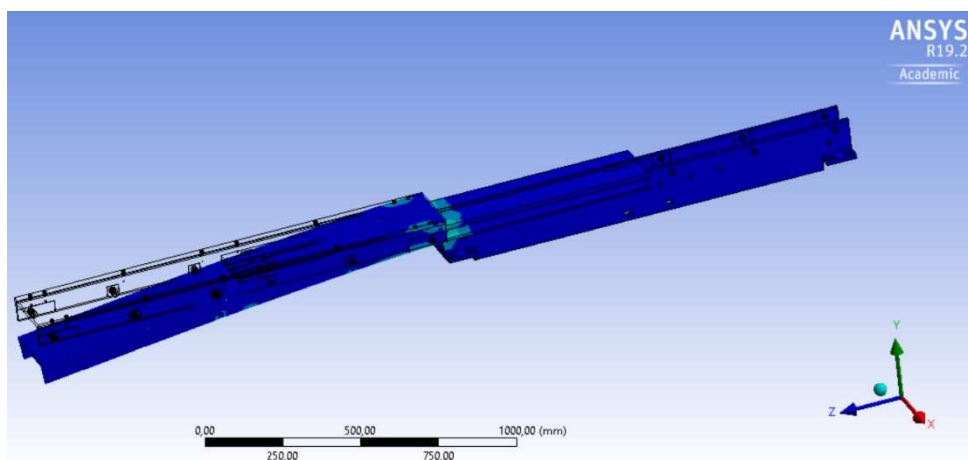
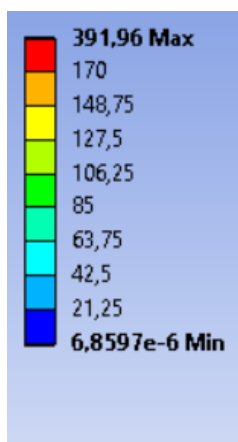


Obr. 10.2 – Výsledek celkové deformace



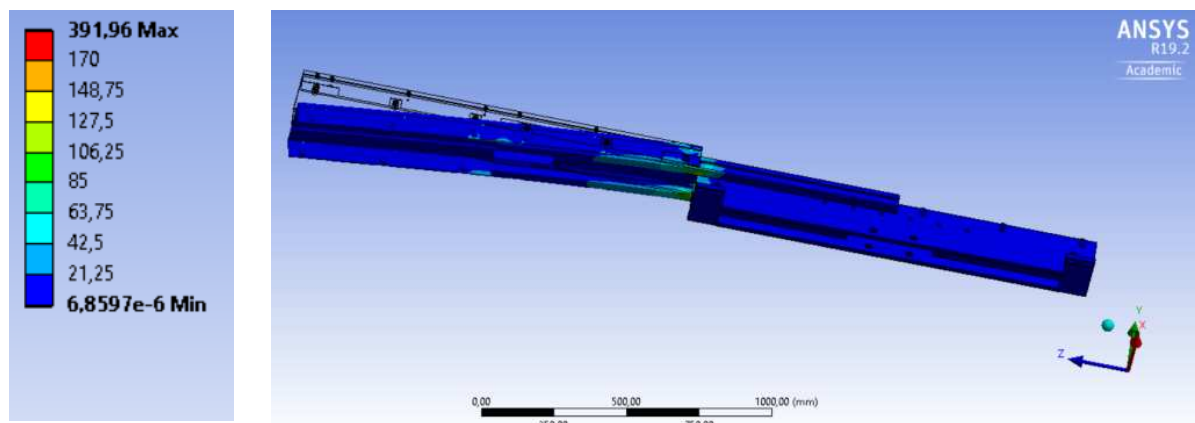
Obr. 10.3 – Výsledek redukovaného napětí

Maximální napětí vznikají v místě opření středního vedení o hranu spodního rámu (Obr. 10.4). Hodnota maximálního napětí, je numerická chyba programu, která vznikla v místě vodící kladky (Obr. 10.3).

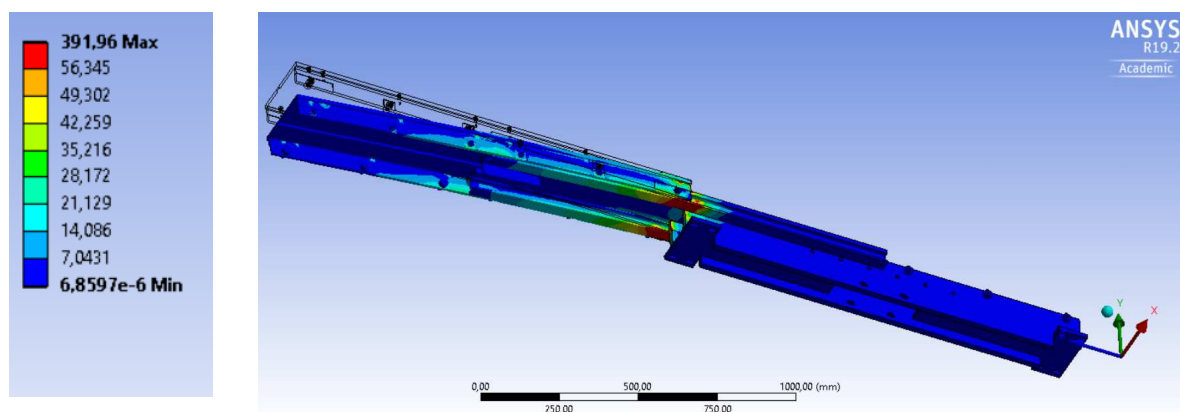


Obr. 10.4 - Vykreslení redukovaného napětí

Pro určení hodnoty v kritickém místě a eliminování chyby maximální hodnoty napětí je posunuta škála hodnot na 170 MPa. Po této úpravě je vykreslena první kritická oblast znázorněna červeně. Kritická oblast je ze spodní strany středního vedení (Obr. 10.5).

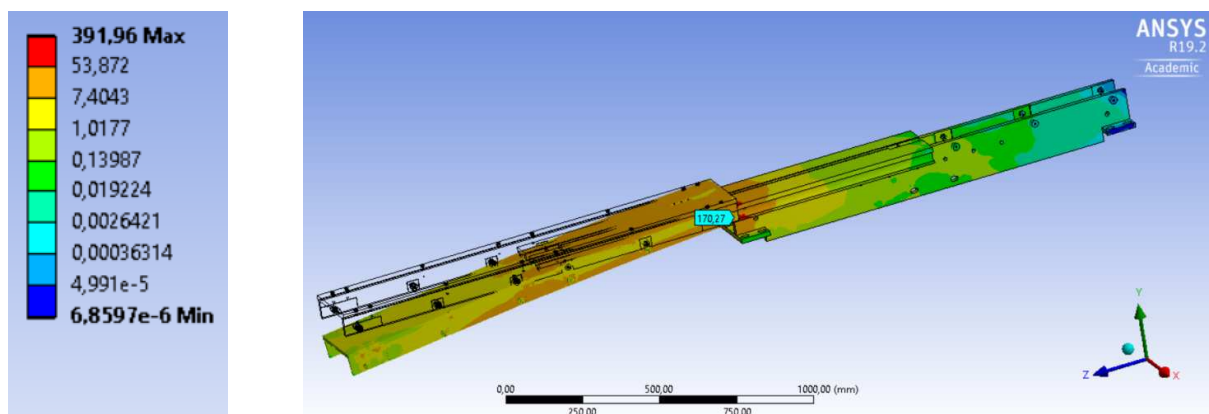


Obr. 10.5 – Vykreslení kritické oblasti



Obr. 10.6 – Vykreslení kritické oblasti

Na Obr. 10.6 je škála hodnot posunuta na ještě nižší hodnoty pro úplné vykreslení oblasti. V tomto rozmezí hodnot je na vidlici vyobrazena další kritická oblast v bodě opření horní lyžiny o kraj středního vedení.



Obr. 10.7 – logaritmické vykreslení působení napětí ve vidlici

## 11. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout teleskopickou vidlici pro manipulaci s objekty dle zadaných požadavků. Mechanismus měl mít konstrukci pro jednostranné vysouvání s určenou délkou teleskopické vidlice v zasunutém stavu a v maximálním vysunutí. Dále pro konstrukci byl zadán požadavek na nosnost teleskopické vidlice a rychlost vysouvání ramen jednotlivých stupňů.

První část diplomové práce je obecné seznámení s tématem dané problematiky. Předně je zaměřena na rozbor mechanismu a rozdělení podle kritérií určení konstrukce. Jednotlivé kritéria jsou následně podrobně popsána dle možnosti provedení a dostupnosti.

Podle daných cílů práce je v dalších kapitolách proveden návrh vlastní konstrukce vidlice. Nejdříve je navrženo schéma vykreslující počet ramen pro potřebné vysunutí, prvky přenosu sil, které přenáší potřebné síly k vysunutí a členy spojení výsuvných ramen s prvky přenosu sil. Schematický návrh obsahuje rozbor sil v mechanismu působících na jednotlivé členy při práci, vyznačení zatěžujících hmotností, jak břemene, tak vlastní váha a rozdělení rychlosti vysouvání mezi jednotlivé stupně. Dále je dle schématu podrobně popsán princip práce teleskopické vidlice. Dle schematického návrhu je následně proveden vlastní konstrukční návrh. Obsahem kapitoly je také podrobný popis konstrukce s rozбором jednotlivých konstrukčních prvků, jako je válečkový řetěz, pohon, či vodící kladka ve vedení.

Výpočtová část je úvodem zaměřena na působení reakcí na vodící kladky od břemene, kdy jednotlivá ramena jsou nahrazena nosníky. Dle výpočtu reakcí je navržena vodící kladka odolávající radiálnímu zatížení rovné reakcí. Od výpočtu reakcí je proveden následný výpočet odporu valení kladek v mechanismu. Při návrhovém výpočtu válečkových řetězů pro přenos sil je vycházeno z již vypočtených hodnot odporu kladek a reakcí. Při návrhu pohonu je opět výchozí hodnota odpor kladek, která musí být překonána převodovým motorem. Pohon je poté kontrolován na momentovou přetížitelnost při rozjezdu. Ke zvolenému motoru je dále volena spojovací hřídel a brzda s dostatečnou silou k zastavení vysouvání ramen. Kontrolní část obsahuje výpočet bezpečnosti navržených prvků k přenosu krouticích momentů a členů zachycujících síly v mechanismu.

Závěrečná část práce je zaměřena na ověření navržené teleskopické vidlice metodou konečných prvků programem ANSYS Workbench. Při simulaci je zavedena na vysunutou vidlici tíha břemene dle zadané únosnosti.

## 12. Použitá literatura

- [1] Teleskopické vidlice. In: [www.eurofork.com](http://www.eurofork.com) [online]. [cit. 15-3-2020]. Dostupné z: <https://www.eurofork.com/sites/default/files/download/eurofork-load-handling-devices.pdf>
- [2] Teleskopické mechanismy. In: [www.winkel.de](http://www.winkel.de) [online]. [cit. 16-3-2020]. Dostupné z: <https://www.winkel.de/cz/systeme/zdvize-s-teleskopickymi-vidlicemi/>
- [3] Teleskopické vidlice. In: [www.lhdforks.com](http://www.lhdforks.com) [online]. [cit. 16-3-2020]. Dostupné z: <https://www.lhdforks.com/lhd/wp-content/uploads/3-catalogo-lhd-en-cmb-low.pdf>
- [4] SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava 2008, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů: návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [8] ČSN 27 0106. *Zdvihací zařízení. Navrhování mechanismů jeřábů*. Český normalizační institut, 1975
- [9] ČSN EN 14492-2. *Jeřáby - Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem - Část 2: Kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem*. Praha: UNMZ, 2010.
- [10] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988, ISBN 55-517-88
- [11] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů I – Zásady konstruování spoje*. Brno: Vysoké učení technické 1987, ISBN 55-574-84.
- [12] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: Vysoké učení technické 1987, ISBN 55-581-87.
- [13] Kříž, R.: *Strojnické tabulky II. - pohony*. Ostrava: MONTANEX 1997, ISBN 80-85780-51-8
- [14] HABERKORN, *Pohonné elementy*. In: [www.haberkorn.cz](http://www.haberkorn.cz) [online] [cit. 18-3-2020]. Dostupné z: [https://www.haberkorn.cz/data/uploads/Download/Katalog/se-pohonne\\_elementy\\_2013/book/4/index.html](https://www.haberkorn.cz/data/uploads/Download/Katalog/se-pohonne_elementy_2013/book/4/index.html)

- [15] KOVOS, *Volba válečkového řetězu*. In: [www.kovos.cz](http://www.kovos.cz) [online] [cit. 20-3-2020]. Dostupné z: [http://www.kovos-retezy.cz/data/volba\\_valeckoveho.pdf](http://www.kovos-retezy.cz/data/volba_valeckoveho.pdf)
- [16] SKF, *Vodící kladky*. In: [www.skf.com](http://www.skf.com) [online] [cit. 17-3-2020]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/track-rollers/cam-followers.cz>
- [17] SKF, *Ložiska*. In: [www.skf.com](http://www.skf.com) [online] [cit. 17-3-2020]. Dostupné z: [https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings--17000\\_1-CS\\_tcm\\_54-121486.pdf#cid-121486](https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings--17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486)
- [18] SEW, *Třířázové asynchronní motory DRN*. In: [www.sew-eurodrive.cz](http://www.sew-eurodrive.cz) [online] [cit. 25-3-2020]. Dostupné z: [https://www.sew-eurodrive.cz/vyroby/motory/trifazove\\_motory/trifazove\\_motory\\_dr\\_a\\_dt56\\_1\\_rychlost\\_otaceni/trifazove\\_motory\\_dr\\_a\\_dt56\\_1\\_rychlost\\_otaceni.html](https://www.sew-eurodrive.cz/vyroby/motory/trifazove_motory/trifazove_motory_dr_a_dt56_1_rychlost_otaceni/trifazove_motory_dr_a_dt56_1_rychlost_otaceni.html)
- [19] SEW, *Standardní kuželové převodovky K*. In: [www.sew-eurodrive.cz](http://www.sew-eurodrive.cz) [online] [cit. 25-3-2020]. Dostupné z: [https://www.sew-eurodrive.cz/vyroby/prevodovky/standardni\\_prevodovky/kuzelova\\_prevodovka\\_k/kuzelova\\_prevodovka\\_k.html](https://www.sew-eurodrive.cz/vyroby/prevodovky/standardni_prevodovky/kuzelova_prevodovka_k/kuzelova_prevodovka_k.html)
- [20] Konstrukční ocel – ČSN 11523. In: [www.czferrosteel.cz](http://www.czferrosteel.cz) [online] [cit. 12-4-2020]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11523.pdf>
- [21] StS Coupling, *Spojovací hřídel*. In: [www.stscoupling.de](http://www.stscoupling.de) [online] [cit. 25-3-2020]. Dostupné z: <http://stscoupling.de/wp/wp-content/uploads/2016/10/zwke-n.pdf>
- [22] TOS-ZNOJMO, *Provozní součinitel*. In: [www.tos-znojmo.cz](http://www.tos-znojmo.cz) [online] [cit. 27-3-2020]. Dostupné z: <https://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/snekove-prevodovky/snekove-prevodovky-mkt/#servisni-factory>
- [23] Afb-GmbH, *Telescopic fork*. In: [www.afb-gmbh.de](http://www.afb-gmbh.de) [online] [cit. 15-4-2020]. Dostupné z: <https://www.afb-gmbh.de/en/produkte/rotary-telescopic-forks/>
- [24] Hydrolider, *Hydromotor*. In: [www.hydrolider.cz](http://www.hydrolider.cz) [online] [cit. 15-4-2020]. Dostupné z: [https://www.hydrolider.cz/cs\\_CZ/p/Hydraulicky-motor-savost-200-cm3-ot/14321](https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Hydraulicky-motor-savost-200-cm3-ot/14321)
- [25] Autodesk: program INVENTOR 2020
- [26] ANSYS Workbench 19.2

### **13. Přílohy**

#### **Výkresová dokumentace:**

TELESKOPICKÁ SESTAVA	Sestavní výkres	CIG0027-S1
TELESKOPICKÁ VIDLICE	Sestavní výkres	CIG0027-S2
HŘÍDEL	Výrobní výkres	CIG0027-11
TELESKOPICKÁ SESTAVA	Kusovník	CIG0027-S1-K

#### **Zvláštní příloha:**

CD – ROM

Diplomová práce (pdf)

Výkresy (pdf)